สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

เครื่องจัดเก็บขยะบรรจุภัณฑ์ประเภทกระป๋องน้ำอัดลม

STORE CANS MACHINE

T046007

นาย ก้องกิจ จิตมโนโสต
นาย บรรพต ศิริเมธา
นาย เฟื่องเกียรติ เวสารัชเศรษฐ์
นาย อนุรักษ์ พรประสิทธิ์

อาจารย์ที่ปรึกษา
รศ. ทวี เทศเจริญ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2544

เลขหมู่ ว3240 2544
เลขทะเบียน 46007
วัน, เดือน, ปี 27 ก.พ. 2546

.b.....
.i.....

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2544

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง เครื่องจัดเก็บขยะบรรจุภัณฑ์ประเภทกระป๋องน้ำอัดลม

STORE CANS MACHINE

ผู้จัดทำ

1. นาย ก้องกิจ จิตมโนโสต รหัสประจำตัว 42515761
2. นาย บรรพต ศิริเมธา รหัสประจำตัว 42515776
3. นาย เฟื่องเกียรติ เวสารัชเศรษฐ์ รหัสประจำตัว 42515781
4. นาย อนุรักษ์ พรประสิทธิ์ รหัสประจำตัว 42515796



อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ. ทวี เทศเจริญ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องจัดเก็บขยะบรรจุภัณฑ์ประเภทกระป๋องน้ำอัดลม

นาย ก้องกิจ จิตมโนโสต
นาย บรรพต ศิริเมธา
นาย เฟื่องเกียรติ เวสารัชเศรษฐ์
นาย อนุรักษ์ พรประสิทธิ์
รศ. ทวี เทศเจริญ อาจารย์ที่ปรึกษา

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ เป็นการศึกษา ออกแบบ รวมทั้งสร้างเครื่องจัดเก็บขยะบรรจุภัณฑ์ประเภทกระป๋องน้ำอัดลม เพื่อบรรเทาปัญหาสิ่งแวดล้อมโดยการนำกระป๋องน้ำอัดลมที่ใช้แล้วเพื่อนำกลับมาใช้ใหม่ ซึ่งเป็นการลดปัญหาสิ่งแวดล้อม นอกจากนี้ยังเป็นการปลูกฝังจิตสำนึกให้คนในชาติทำการคัดแยกประเภทขยะก่อนทิ้ง ซึ่งเป็นการลดปริมาณขยะได้อย่างมาก และเป็นการแก้ปัญหาเรื่องขยะที่จะส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมอย่างถาวรซึ่งเครื่องจัดเก็บขยะบรรจุภัณฑ์ประเภทกระป๋องน้ำอัดลมนี้ สามารถทำการจัดเก็บกระป๋องเฉลี่ยต่อวันได้ 2,797 กระป๋อง (คิดเวลาทำงานของเครื่อง 8 ชั่วโมงต่อวัน) ขนาดความหนาของกระป๋องที่ถูกจัดเก็บแล้วได้เฉลี่ย 24.2 มิลลิเมตรและจากการทดลองเราได้ขนาดของเฟืองขับที่เหมาะสม 13 ฟัน ขนาดของเฟืองตาม 32 ฟัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

STORE CANS MACHINE

Kongkit Jitmanosoat

Banpot Sirimatha

Fueangkiat Wesaruchsate

Anurug Pornprasit

Assoc.Pref. Thavee Teschareon

ABTRACT

This report is studying, designing and constructing the machine to bring waste (kind as soft drink can) into recycle process to reuse them. This process cound reduce crisis environment problems in nowadays. Nevertheless it can improve human consciousness to separate waste before thrown away.

Such life style connd reduce waste and its problem permanently that this store can machine has finished of mean number 2,797 of cans per day (the machine can work 8 hours per day). Thickness of can when it is compressed is 24.2 mm. From the experimental data, we obtain 13 teeth of pinion and 32 teeth of gear that is the optimum sizes of suitable work time per one can is put down.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จไปได้ด้วยดีเพราะได้รับความช่วยเหลือและความร่วมมือของหลาย ๆ ฝ่ายด้วยกัน บุคคลแรกที่ต้องกล่าวถึงเพราะเป็นส่วนสำคัญที่ทำให้ปริญญานิพนธ์นี้เสร็จลงได้ก็คือ รศ. ทวี เทศเจริญ อาจารย์ที่ปรึกษาปริญญานิพนธ์ ที่คอยชี้แนะ และปรึกษาปัญหาต่าง ๆ น้ามณฑา ที่คอยแนะนำการใช้เครื่องมือ และอุปกรณ์ ตลอดจนความช่วยเหลือในทุก ๆ ด้าน ซึ่งต้องขอขอบพระคุณเป็นอย่างยิ่ง

และต้องขอขอบพระคุณบุคคลที่สำคัญที่สุดที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ก็คือ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรักยิ่งที่ได้เลี้ยงดูผู้เขียนเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่อีกทั้งยังให้กำลังใจและเอาใจใส่เสมอมาในทุก ๆ ด้านอันหาที่เปรียบมิได้ ทำให้ผู้เขียนประสบความสำเร็จในวันนี้ ขอขอบพระคุณจริง ๆ ครับ

นาย ก้องกิจ จิตมโนโสต
นาย บรรพต ศิริเมธา
นาย เฟื่องเกียรติ เวสารัชเศรษฐ์
นาย อนุรักษ์ พรประสิทธิ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

		หน้าที่
บทคัดย่อภาษาไทย		i
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ		ii
กิติกรรมประกาศ		iii
บทที่ 1 บทนำ		1-1
1.1	ความสำคัญและที่มา	1-1
1.2	จุดประสงค์	1-1
1.3	ขอบเขตของงาน	1-1
1.4	วิธีการคำนวณ	1-2
บทที่ 2 แรงโมเมนต์ และการสมดุลย์		2-1
2.1	การสมดุลย์ของวัตถุ	2-1
2.1.1	สมการการสมดุลย์	2-3
2.2	ภาระภายใน	2-3
บทที่ 3 ความเค้นและความเครียด		3-1
3.1	ความเค้นตั้งฉาก	3-1
3.2	ความเค้นเฉือนเฉลี่ย	3-3
3.2.1	ความเค้นอนุญาติ	3-3
3.3	ความเครียด	3-4
3.3.1	ความเครียดตั้งฉากภายใต้แรงตามแนวแกน	3-4
3.3.2	คุณลักษณะทางกลของวัสดุ	3-5
3.4	ไดอะแกรมความเค้น-ความเครียด	3-6
3.4.1	พฤติกรรมความเค้น และความเครียดของวัสดุเหนียว และวัสดุเปราะ	3-7
3.4.2	กฎของฮุค	3-8
3.4.3	อัตราส่วนพัวซอง	3-8
บทที่ 4 แรงเฉือนและโมเมนต์ดัดในคาน		4-1
4.1	การดัด	4-1
4.2	ประเภทของคาน	4-1
4.2.1	คานประเภทอินเทอร์มิเนต	4-1
4.2.2	คานประเภทอินดิเทอร์มิเนต	4-1
4.3	แผนผังแรงเฉือนและโมเมนต์ดัด	4-2
4.4	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงมากระทำ แรงเฉือนและโมเมนต์ดัด	4-3
4.5	ความเค้นดัด	4-5
4.5.1	การเปลี่ยนรูปการดัดของคานตรง	4-5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5.2 สูตรของการดัด 4-7
4.5. การดัดของคานที่มีหน้าตัดไม่สมมาตร 4-9
บทที่ 5 การโก่งของคาน 5-1
5.1 การหาระยะโก่งของคานด้วยวิธีอินทิกรัล 2 ครั้ง 5-1
5.2 เสา 5-2
บทที่ 6 ความเค้นผสมและทฤษฎีความเสียหาย 6-1
6.1 ความเค้นผสมในระบบความเค้นสองมิติ 6-1
6.2 ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด 6-3
บทที่ 7 ทฤษฎีสกรูส่งกำลัง 7-1
7.1 คำจำกัดความ 7-2
7.2 ชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง 7-3
7.3 โมเมนต์บิดสำหรับสกรูส่งกำลัง 7-4
7.4 การออกแบบสกรูส่งกำลัง 7-8
บทที่ 8 โซ่กำลัง 8-1
8.1 การคำนวณหาขนาดของโซ่ 8-1
8.1.1 แรงในแนวสัมผัส 8-1
8.1.2 แรงดึงชั้นต้น 8-2
8.1.3 แรงหนีศูนย์กลาง 8-3
8.2 การเลือกใช้โซ่โรลเล่อร์ในทางปฏิบัติ 8-3
8.2.1 โซ่โรลเล่อร์ 8-3
8.2.2 การหาจำนวนฟันของพีเนียน 8-3
8.2.3 ตัวประกอบใช้งาน 8-4
8.2.4 คำนวณหาอัตราทดที่ต้องการ 8-5
8.2.5 คำนวณหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่และความยาวโซ่ 8-6
บทที่ 9 บอลแบริ่ง 9-1
9.1 เจอร์นัลแบริ่ง 9-1
9.2 โรลเลอร์แบริ่ง หรือ บอลแบริ่ง 9-1
9.2.1 ชนิดของบอลแบริ่ง 9-2
9.2.2 การบรรจุลูกกลิ้ง 9-3
9.3 มิติมาตราฐานของโรลลิ่งแบริ่ง 9-4
9.4 ความเสียดทานของโรลลิ่งแบริ่ง 9-4
9.5 การประเมินค่าอายุการใช้งานและแรง 9-5
9.6 แรงสมมูล 9-6
9.7 ตัวประกอบการใช้งาน 9-7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 10 การออกแบบ การคำนวณ และการสร้างชุดลูกสูบ 10-1
10.1 หลักการออกแบบลูกสูบ 10-1
10.2 การคำนวณหาขนาดลูกสูบ 10-2
10.3 การคำนวณหาขนาดก้านสูบ 10-4
10.4 การสร้าง 10-6
บทที่ 11 การออกแบบ การคำนวณ และการสร้างชุดจ่ายลูกอม 11-1
11.1 หลักการออกแบบชุดจ่ายลูกอม 11-1
11.2 การสร้าง 11-1
บทที่ 12 การออกแบบ การคำนวณ และการสร้างเฟืองโซ่และโซ่ 12-1
12.1 การคำนวณหาขนาดของโซ่ 12-1
12.2 การสร้าง 12-6
บทที่ 13 การออกแบบ การคำนวณ และการสร้างบอลแบริ่ง 13-1
13.1 หลักการออกแบบบอลแบริ่ง 13-1
13.2 การสร้าง 13-1
13.3 การคำนวณหาขนาดลิ่ม 13-1
13.4 การสร้างลิ่ม 13-3
บทที่ 14 การออกแบบ การคำนวณ และการสร้างสกรูส่งกำลัง 14-1
14.1 หลักการออกแบบ 14-1
14.2 การคำนวณ 14-2
14.3 การสร้าง 14-7
บทที่ 15 วงจรไฟฟ้าควบคุมระบบ 15-1
วงจรควบคุมมอเตอร์ 15-2
วงจรควบคุมจอแสดงผลและชุดจ่ายลูกอม 15-3
รายการอุปกรณ์ของวงจรไฟฟ้า 15-4
บทที่ 16 รูปแสดงชิ้นส่วนจริง 16-1
บทที่ 17 แบบแปลนของชิ้นส่วนต่างๆ 17-1
บทที่ 18 การทดสอบและผลการทดสอบ 18-1
18.1 การทดสอบหาแรงที่ใช้ในการอัดกระป๋อง 18-1
18.1.1 อุปกรณ์ในการทดสอบ 18-1
18.1.2 ขั้นตอนการทดสอบ 18-1
18.1.3 ผลการทดสอบ 18-1
18.2 การทดสอบหาความเร็วในการอัดกระป๋อง 18-3
18.2.1 อุปกรณ์ในการทดสอบ 18-3
18.2.2 ขั้นตอนการทดสอบ 18-3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

18.2.3 ผลการทดสอบ 18-3
18.2.4 สรุปผลการทดสอบ 18-4
บทที่ 19 สรุปและวิจารณ์ 19-1
ภาคผนวก ก. ก.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

ในปัจจุบันนี้ โลกได้มีการรณรงค์เรื่องการอนุรักษ์สิ่งแวดล้อมกันมากขึ้น เพราะปัญหาด้านสิ่งแวดล้อมที่เกิดขึ้น นับวันที่จะยิ่งทวีความรุนแรงขึ้น จนส่งผลกระทบต่อการดำรงค์ชีวิตของมนุษย์ ปัญหาขยะล้นเมืองก็เป็นปัญหาหนึ่งที่นับวันจะยิ่งทวีความรุนแรงขึ้น จนสร้างปัญหาต่าง ๆ ให้กับผู้คนในสังคม เช่น ส่งกลิ่นเหม็นรบกวน เป็นแหล่งเพาะพันธ์เชื้อโรค และสร้างความไม่สวยงามแก่ผู้ที่ได้พบเห็น วิธีการรีไซเคิลขยะ ถือเป็นคำตอบสุดท้าย ในการจัดการกับปัญหาขยะล้นเมืองได้อย่างมีประสิทธิภาพมากที่สุด เพราะการรีไซเคิลเป็นการนำวัสดุเก่าที่ไม่ใช้แล้ว มาทำเป็นวัตถุดิบในการผลิตครั้งใหม่ ทำให้เราไม่ต้องนำวัตถุดิบที่ใช้ในการผลิตผลิตภัณฑ์ต่าง ๆ เข้ามาเพิ่ม อันจะเป็นการเพิ่มปริมาณขยะต่อไปในอนาคต เมื่อผลิตภัณฑ์ที่ได้จากวัตถุดิบที่ถูกนำมาเพิ่มนี้หมดอายุการใช้งานลงหรือผลิตภัณฑ์ชำรุดเสียหายจนใช้งานไม่ได้ และสิ่งสำคัญที่สุดก่อนที่จะทำการรีไซเคิล คือ ต้องทำการคัดแยกขยะประเภทต่าง ๆ ที่แตกต่างจากขยะที่จะทำการรีไซเคิลออกและขั้นตอนการแยกชนิดขยะที่แตกต่าง ออกจากขยะที่จะทำการรีไซเคิลนี้ คือขั้นตอนที่ยากที่สุด และมีปัญหามากที่สุดในการนำเครื่องจักรกลมาใช้คัดแยกประเภทขยะ แต่ในทางตรงกันข้ามกลับเป็นขั้นตอนที่ง่ายที่สุด หากคนทิ้งมีระเบียบวินัย และมีจิตสำนึกที่ดี ทางกลุ่มของผู้ทำโครงงานเรื่องเครื่องจัดเก็บบรรจุภัณฑ์ประเภทกระป๋องน้ำอัดลม ได้เล็งเห็นถึงปัญหาที่เกิดขึ้นนี้ ทางกลุ่มผู้ทำโครงงานจึงได้พยายามนำเอาความรู้ที่ได้เรียนมา ผสมผสานกับความพยายามที่จะทำให้ตัวเครื่องมีความน่าสนใจ เพื่อดึงดูดความสนใจให้คนเข้ามาใช้งานเป็นอันดับแรก และพัฒนาขึ้นเป็นการสร้างระเบียบวินัยที่ดีเนื่องจากความเคยชินในการแยกประเภทขยะที่สามารถนำกลับมารีไซเคิลได้ก่อนทิ้งลงสู่ถัง

ในตอนต้นเราใช้ผลตอบแทนเป็นสิ่งดึงดูดและจูงใจให้คนมาใช้บริการเครื่อง โดยที่ตัวเครื่องจะติดคำขวัญเกี่ยวกับการรณรงค์การแยกประเภทขยะก่อนทิ้ง เพื่อเป็นการปลูกฝังจิตสำนึก

1.2 จุดประสงค์

1. เพื่อปลูกฝังระเบียบวินัย สร้างจิตสำนึก และสร้างแรงดึงดูดใจให้คนแยกประเภทขยะก่อนทิ้ง
2. เพื่อนำขยะชนิดกระป๋องน้ำอัดลม กลับมารีไซเคิล เป็นการลดจำนวนขยะที่เพิ่มมากขึ้น
3. เพื่อนำวิชาที่ได้เรียนมาใช้ในการออกแบบทำงานจริง

1.3 ขอบเขตของงาน

เครื่องจัดเก็บขยะบรรจุภัณฑ์ประเภทกระป๋องน้ำอัดลม สามารถจัดเก็บได้เฉพาะกระป๋องน้ำอัดลมอลูมิเนียม เพียงชนิดเดียวเท่านั้น ขณะที่กระป๋องชนิดอื่นนอกจากกระป๋องน้ำอลูมิเนียมที่พบเห็นตามท้องตลาด ยังไม่มีมูลค่าในการซื้อขาย เราจึงออกแบบเครื่องให้ทำการคัดกระป๋องที่ไม่มีมูลค่านี้ออกจากเครื่อง ถ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กระป๋องที่ไม่มีมูลค่านี้มีขนาดเล็กกว่ากระป๋องน้ำอัดลมอลูมิเนียม และกระป๋องจะไม่สามารถใส่เข้าเครื่องได้ถ้ากระป๋องมีขนาดใหญ่กว่ากระป๋องอลูมิเนียม

1.4 วิธีการดำเนินงาน

ในขั้นตอนแรกเราได้ศึกษาทฤษฎีต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับหลักการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลต่าง ๆ ซึ่งเราได้กล่าวไว้โดยละเอียดแล้วตั้งแต่บทที่ 2 ถึง 9 จากนั้นเราก็ทดลองหาค่าแรงในการอัดกระป๋อง ซึ่งจะเป็นตัวแปรที่สำคัญที่เราจะสามารถคำนวณหาขนาดชิ้นส่วนอื่น ๆ ของเครื่องได้ต่อไป โดยเขียนไว้อย่างละเอียดในบทที่ 15 และบทที่บอกถึงหลักการคำนวณ ออกแบบ และการสร้าง เมื่อเราได้ค่าที่แน่นอนจากการคำนวณแล้ว คือ บทที่ 10 11 12 13 และ 14 ขั้นต่อไปเราก็กำหนดชนิดของวัสดุที่เราจะนำมาทำการสร้าง และทำการสร้าง ควบคู่ไปกับการออกแบบและทำวงจรไฟฟ้า ซึ่งกล่าวในหัวข้อการออกแบบไฟฟ้า และสุดท้ายก็ทำการทดลองหาขนาดกระป๋องหลังจากถูกอัดในขนาดที่เหมาะสม และความเร็วในการอัดที่เหมาะสม

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

แรง โมเมนต์ และการสมดุลย์ (Force Moment and Stability)

2.1 การสมดุลย์ของวัตถุ (Equilibrium of a Deformable Body)

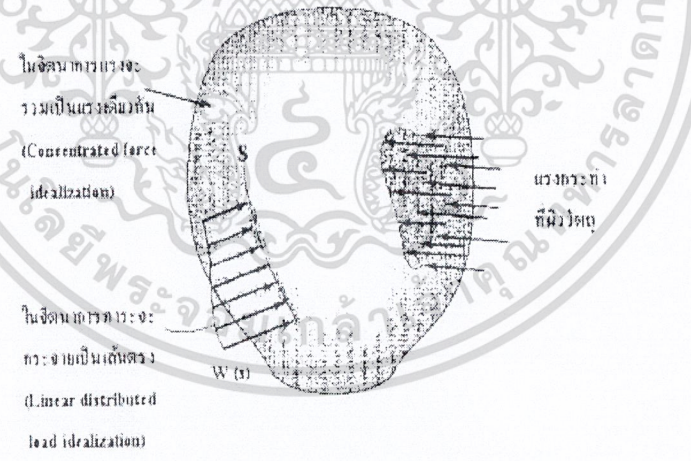
ภาระ (load) ที่กระทำต่อวัตถุแบ่งออกเป็นชนิดต่าง ๆ ได้ดังนี้

ภาระภายนอก (External Loads)

มีความแตกต่างกันหลายรูปแบบสำหรับภาระภายนอก ซึ่งเราจะแบ่งประเภทตามแรงที่กระทำต่อผิวของวัตถุ (Surface Force) และแรงที่เกิดจากน้ำหนักของวัตถุ (Body Force)

แรงที่กระทำต่อวัตถุ

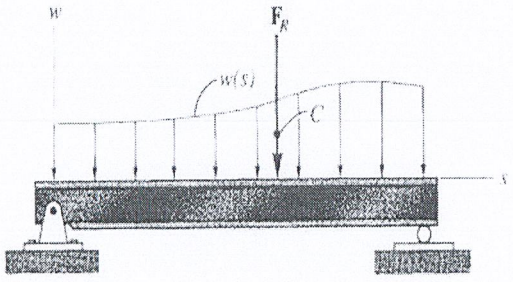
เป็นแรงที่กระทำต่อผิวสัมผัส โดยกระจายอยู่บนพื้นที่สัมผัสระหว่างวัตถุ (Surface Force) ดูรูป 2.1 (a) พื้นที่นั้นเล็กมากเมื่อเปรียบเทียบพื้นที่ทั้งหมดของวัตถุและแรงที่กระทำต่อผิววัตถุนี้สามารถที่จะกำหนด หรือ แทนด้วยแรงรวมจุดเดียวได้ (Concentrated Force Idealization) ซึ่งเรากำหนดให้เป็นจุดดังรูป 2.1 (a) สำหรับตัวอย่าง เช่น รถจักรยาน 2 ล้อ เมื่อศึกษาถึงภาระ (loading) บนรถจักรยาน แรงที่กระทำต่อพื้นผิวของล้อเป็นพื้นที่ความยาวแคบ ๆ (Lony a Narrow Area) อาจจะเป็นภาระ (load) ที่กระจายเป็นเส้นตรงก็ได้ (A linear distributed Load, W (S)) ในที่นี้ loading ถูกวัดออกมาเป็นความเข้มของแรงต่อความยาว (Intensity of Force / Length) ตลอดพื้นที่ และถูกแทนด้วยรูปกราฟต่อกันด้วยสัญลักษณ์ยาวตลอดเส้น S (ดังรูป 2.1 (a))



รูป 2.1(a)

การกระทำของภาระ ตลอดความยาวของคาน (Beam) เป็นตัวอย่างอีกตัวอย่างในเรื่องนี้ ซึ่งภาระนี้ถูกแทนด้วยแรงลัพธ์ตลอดความยาวของเส้น S (ดังรูป 2.1 (b)) แรงลัพธ์นี้จะสมดุลย์ต่อพื้นที่ภายใต้แรงกระจาย (Distributed Loading Curve) และแรงลัพธ์นี้จะทำที่จุดศูนย์ถ่วงของพื้นที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 2.1 (b) แสดงแรงกระทำที่ผิววัตถุ

แรงจากน้ำหนักวัตถุ (Body Force)

เกิดขึ้นเมื่อวัตถุหนึ่งใช้แรงกระทำกับอีกวัตถุหนึ่ง โดยวัตถุนั้นปราศจากการติดต่อกันโดยตรงระหว่างวัตถุ ตัวอย่างก็คือ ผลของแรงดึงดูดของโลก หรืออำนาจสนามแม่เหล็ก ถึงแม้ว่าแรงของวัตถุจะมีผลต่ออนุภาค (Particle) เล็ก ๆ ของส่วนประกอบวัตถุแรงเหล่านี้จะถูกแทนด้วยแรง ๆ เดียว (Single Concentrated Force) ที่กระทำต่อวัตถุในกรณีของแรงดึงดูดของโลก เราเรียกว่า น้ำหนักของวัตถุ โดยกระทำผ่านจุดศูนย์ถ่วง

แรงปฏิกิริยารองรับ (Support Reactions)

แรงที่พื้นผิว (Surface Force) จะถูกกำหนดเป็นจุดรองรับ (Support) ระหว่างวัตถุ ซึ่งถูก เรียกว่าแรงปฏิกิริยา (Reaction) สำหรับโจทย์ ประเภท 2 มิติ เช่น วัตถุอยู่บนพื้นผิวราบ (Coplanar) ดูแรงปฏิกิริยาได้จากตาราง 2-1

ชนิดของการยึดต่อ	แรงปฏิกิริยา
สายเคเบิ้ล	แรงที่ไม่รู้ค่า 1 แรง คือ แรง F
โรลเลอร์	แรงที่ไม่รู้ค่า 1 แรง คือ แรง F
สลักยึดภายนอก	แรงที่ไม่รู้ค่า 2 แรง คือ แรง F_x, F_y
สลักยึดภายใน	แรงที่ไม่รู้ค่า 2 แรง คือ แรง F_x, F_y
การยึดกับผนัง	แรงที่ไม่รู้ค่า 2 แรง คือ F_x, F_y โมเมนต์ที่ไม่รู้ค่า 1 โมเมนต์ คือ M_z

ตาราง 2-1 แสดงการใช้สัญลักษณ์แทนจุดรองรับ และประเภทของแรงปฏิกิริยาที่ถูกใช้กับโครงสร้าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.1.1 สมการการสมดุลย์ (Equation of Equilibrium)

ในการหาแก้ปัญหาโจทย์เกี่ยวกับภาระหรือโหลดทางวิศวกรรม จะใช้หลักการสมดุลย์ ซึ่งมี 2 ลักษณะดังนี้

1. การสมดุลย์ของแรง : วัตถุจะอยู่กับที่ก็ต่อเมื่อ
   - ผลรวมของแรงในแนวแกนมีค่าเป็นศูนย์ ($\sum F = 0$)
2. การสมดุลย์ของโมเมนต์ : โมเมนต์จะสมดุลย์ก็ต่อเมื่อ
   - ผลรวมของโมเมนต์รอบจุดหมุนของแกนมีค่าเป็นศูนย์ ($\sum M_o = 0$)

ในการคิดค่าภาระของวัตถุใน 3 แกน เราจะใช้การสมดุลย์ของแรงและโมเมนต์ ดังนี้

- ผลรวมของแรงในแนวแกน X = 0 ($\sum F_x = 0$)
- ผลรวมของแรงในแนวแกน Y = 0 ($\sum F_y = 0$)
- ผลรวมของแรงในแนวแกน Z = 0 ($\sum F_z = 0$)
- ผลรวมของโมเมนต์รอบแกน X = 0 ($\sum M_x = 0$)
- ผลรวมของโมเมนต์รอบแกน Y = 0 ($\sum M_y = 0$)
- ผลรวมของโมเมนต์รอบแกน Z = 0 ($\sum M_z = 0$)

ในทางปฏิบัติภาระหรือโหลด (Loading) บนวัตถุสามารถแทนด้วย Coplanar force และใช้สมการการสมดุลย์สเกลาร์ ดังนี้

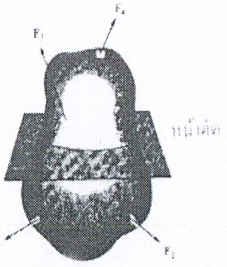
$$\sum F_x = 0 \quad \sum F_y = 0 \quad \sum M_O = 0$$

ในที่นี้ O เป็นจุด Origin of Coordinates โมเมนต์จะหมุนรอบแกน Z การนำสมการการสมดุลย์ไปใช้งานต้องเขียนไดอะแกรมรูปอิสระ (Free – Body – Diagram) ก่อนการหาแรงหรือภาระภายในที่กระทำ

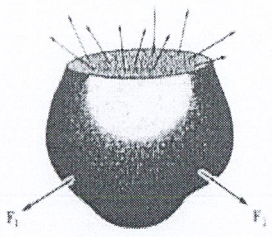
2.2 ภาระภายใน (Internal Loadings)

สิ่งที่สำคัญที่สุดของหลักสถิตศาสตร์ (Statics) เมื่อนำไปใช้งานจะต้องหาแรงลัพธ์ (Resultant Force) และโมเมนต์ (Moment) ที่กระทำภายในวัตถุ ซึ่งเป็นสิ่งจำเป็นที่ต้องหาคู่กันเมื่อเกิดภาระภายใน (Internal Loads) ตัวอย่างรูป 2.2 (a) วัตถุมีแรงภายนอกสี่ทิศทางมากระทำ เพื่อที่จะหาภาระภายใน ที่กระทำเฉพาะพื้นที่ภายในวัตถุ เราใช้วิธีการตัด Sections เพื่อให้วัตถุถูกแบ่งออกเป็นสองส่วน และเขียนไดอะแกรมรูปอิสระ (Free – Body Diagram) ถ้าพิจารณาภาพตัดรูป 2.2 (a) เมื่อเราตัด Section และพิจารณาส่วนตัดข้างล่างรูป 2.2 (b) จะเกิดการกระจายของแรงภายในที่กระทำบนพื้นที่ส่วนที่ตัด (Expose Area) แรงเหล่านี้จะทำให้วัตถุสมดุลย์ การกระจายของแรงที่เราไม่รู้ค่านั้น เราสามารถใช้หลักการสถิตศาสตร์ หาค่าผลลัพธ์ของแรงภายใน และโมเมนต์ได้จากรูป 2.2 (c) แรงลัพธ์ F_R และโมเมนต์ลัพธ์ M_{RO} เป็นผลลัพธ์ของภาระภายในที่จุด O เท่านั้น

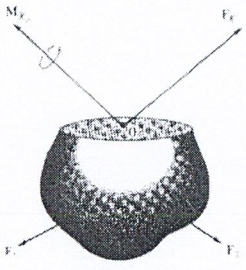
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



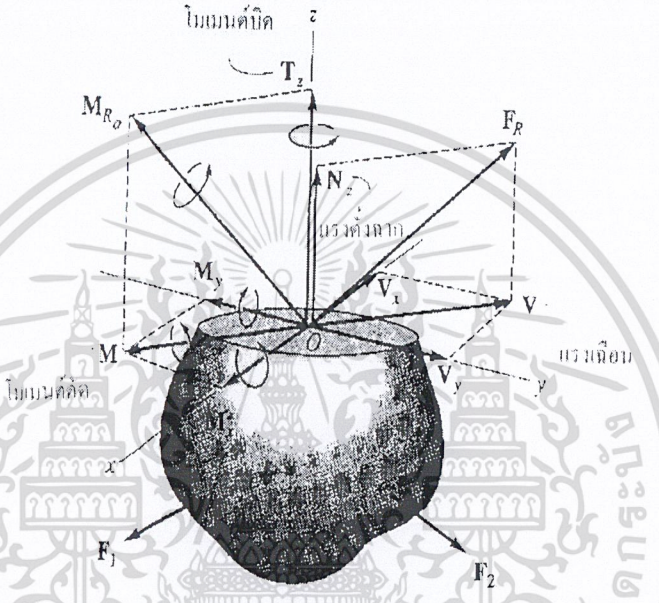
รูป 2.2 (a)



รูป 2.2 (b)



รูป 2.2 (c)



รูป 2.2 (d) แสดงภาระภายในที่เกิดขึ้นจากการตัดหน้าตัดวัตถุ

เนื่องจากการสมดุลย์ และแต่ละส่วนของวัตถุก็สมดุลย์ด้วยตามลำดับ F_R และ M_{RO} สามารถที่จะหาโดยการใช้สมการ $\sum F = 0, \sum M_O = 0$ เมื่อให้ F_R กระทำผ่านจุด O ถึงแม้ว่าการคำนวณค่าจะไม่ขึ้นอยู่กับตำแหน่งที่ตั้งของจุด O นี้ อีกทางหนึ่ง M_{RO} ขึ้นอยู่กับตำแหน่งที่ตั้งของจุด O เนื่องจากแขนของโมเมนต์ต้องมีขอบเขตจาก O ไปยังเส้นที่แรงแต่ละแรงกระทำบนไดอะแกรมรูปอิสระ ผลลัพธ์จะถูกแสดงที่จุด O ซึ่งเป็นจุดศูนย์ถ่วง (Centroid) ของพื้นที่หน้าตัด ปกติแล้วจุด O จะตั้งได้ฉากกับ Longitudinal Axis ของ Member

ต่อมาจะแสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างแรงลัพธ์ภายในและโมเมนต์ที่เกิดจากการกระจายของแรงบนพื้นที่หน้าตัดรูป 2.2 (b) และส่วนประกอบของแรง F_R และโมเมนต์ M_{RO} ที่กระทำตั้งฉากกับพื้นที่หน้าตัดภายในระนาบของพื้นที่ที่ถูกพิจารณา ถ้าเราตั้งแกน x,y,z ขึ้น จากจุดกำเนิด O ดังแสดงในรูป 2.2 (d) เมื่อแรง F_R และโมเมนต์ M_{RO} สามารถแก้ปัญหาได้โดยใช้ Three Components และมี Loadings 4 แบบ ที่แตกต่างกัน ดังนี้

N_Z คือ Normal Force เป็นแรงที่กระทำตั้งฉากกับพื้นที่แรงนี้จะเกิดขึ้นเมื่อมีแรงภายนอกมาผลักหรือดึง ให้วัตถุแยกออกเป็น 2 ส่วน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

V	คือ	Shear Forceเป็นแรงเฉือน ซึ่งหาจากสมการ $V = V_X + V_Y$ เส้น Shear Force อยู่ใน Plane ของพื้นที่หน้าตัด
T_Z	คือ	Torsional Momentเป็นโมเมนต์บิดหรือทอร์ค (Torque) เมื่อมีภาระภายนอก (External Load) มาบิดวัตถุ
M	คือ	Bending Moment เป็นโมเมนต์ดัด ซึ่งค่า $M = M_X + M_Y$

ฉะนั้น $F_R = N_Z + V$

และ $M_{RO} = M + T_Z$

ในที่นี้การแทนโมเมนต์ (Moment) หรือทอร์ค (Torque) แสดงในมิติ 3 มิติ และใช้สัญลักษณ์ Curl เข้าช่วย โดยใช้กฎหัวแม่มือขวา ซึ่งหัวแม่มือแทนหัวลูกศร (Arrow Head) ของ Vector และ นิ้วทั้งสี่ที่เหลือหรือ Curl เป็นทิศทางการหมุน(Rotation)

ตัวที่ไม่รู้ค่า (Unknown) ในส่วนประกอบ x,y,z ของแรงและโมเมนต์ดังแสดงในรูป 2.2 (d) สามารถหาค่าได้จากสมการ 6 สมการ ($\sum F_X = 0, \sum F_Y = 0, \sum F_Z = 0, \sum M_X = 0, \sum M_Y = 0, \sum M_Z = 0$)

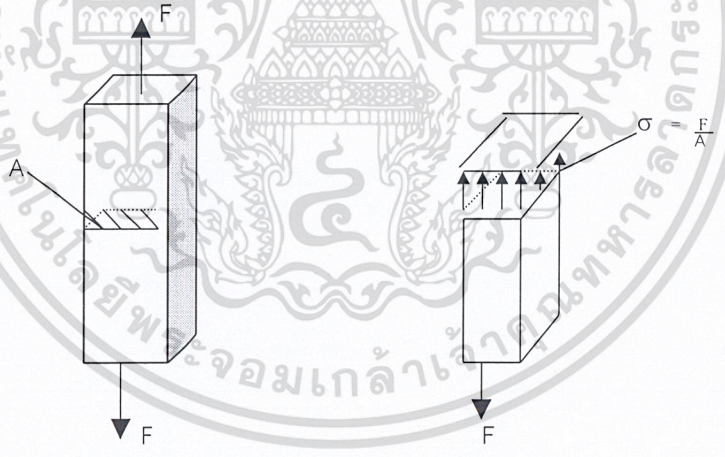
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

ความเค้น และ ความเครียด (Stress and Strain)

ในการออกแบบ คำนวณโครงสร้าง หรือเครื่องจักรกลต่าง ๆ มีความจำเป็นเป็นอย่างมากที่เราจะต้องรู้ค่าของแรงภายนอก หรือภาระภายนอก (Externals Forces or External Loads) ที่วัตถุเราต้องรับ และในการหาค่าแรงภายนอกที่มากระทำกับวัตถุที่เราต้องทำการออกแบบนี้ เราจำเป็นต้องใช้การสมดุลย์แรงในหลักสถิตย์ (Statics) แรงภายนอก ที่กระทำต่อวัตถุส่งผลให้เกิดแรงภายใน หรือภาระภายใน (Internals Forces or Internal Loads) ในวัตถุ แรงภายในวัตถุนี้จะเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้วัตถุเกิดความเสียหาย และพังทลาย โดยที่ขนาดของวัตถุก็เป็นอีกสาเหตุที่สำคัญที่จะทำให้วัตถุเกิดความเสียหายหรือคงทนอยู่ได้ ดังนั้นการพิจารณาแรงภายในกับพื้นที่หน้าตัดของวัสดุ จึงเป็นสิ่งสำคัญที่จะบ่งบอกว่าวัสดุนั้นมีความเหมาะสมหรือไม่ที่จะนำมาทำการสร้างเครื่องจักรที่เรากำลังทำการออกแบบอยู่ แรงภายในต่อพื้นที่หน้าตัดของวัตถุ หรือความเข้มข้นของแรงที่แผ่กระจายตลอดพื้นที่หน้าตัดขวางของวัตถุ เรียกว่า ความเค้น ใช้สัญลักษณ์ σ (sigma) และความเค้นในท่อนวัตถุซึ่งมีพื้นที่หน้าตัด A ภายใต้แรงกระทำ F ตามแนวแกนดังรูป 3.1 หาได้โดยนำพื้นที่หน้าตัดขวาง ซึ่งตั้งฉากกับแนวแรงไปหารแรงกระทำ

$$\sigma = \frac{F}{A} \tag{3.1}$$



รูปที่ 3.1 ความเค้นบนพื้นที่หน้าตัดขวาง

3.1 ความเค้นตั้งฉาก (Normal Stress)

จากรูป 3.1 มีแรงสองแรงกระทำที่ปลายทั้งสองด้าน กำหนดให้แรงทั้งสองมีขนาดเท่ากัน และกระทำตามแนวแกนแท่งของวัตถุ เราเรียกว่าแท่งวัตถุนั้นอยู่ภายใต้แรงกระทำตามแนวแกน พื้นที่หน้าตัวขวางของแท่งวัตถุที่ใช้หาความเค้นหรือความเข้มของแรงจะตั้งฉากกับแนวแกนของแท่งวัตถุ ดังนั้นความเค้นจึงตั้งฉากกับระนาบของพื้นที่หน้าตัด เรียกความเค้นนี้ว่า ความเค้นตั้งฉาก (Normal Stress) ;

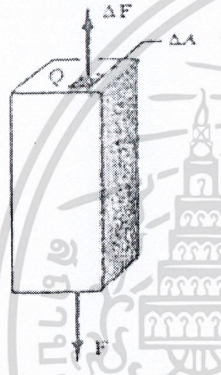
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

σ = F/A ตามสมการ (3.1) ค่า σ เป็นค่าที่ได้จากการนำพื้นที่หน้าตัดขวางไปหารแรงกระทำตามแนวแกน ซึ่งเป็นค่าเฉลี่ยของความเค้นบนพื้นที่หน้าตัวขวางไม่ใช่ความเค้นเฉพาะจุดบนพื้นที่หน้าตัดขวาง

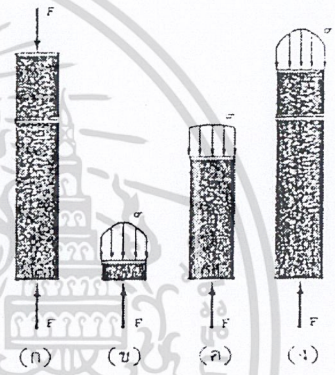
ในการหาความเค้นที่จุด Q ของพื้นที่หน้าตัดขวางควรพิจารณาพื้นที่เล็ก ๆ ΔA ตามรูป 3.2 ให้ ΔF หารด้วย ΔA เราจะได้ความเค้นเฉลี่ยบนพื้นที่ ΔA ให้ ΔA เข้าใกล้ศูนย์ ได้ความเค้นที่ Q

$$\sigma = \lim_{\Delta A \to 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \tag{3.2}$$

ความเค้นที่ได้ที่จุด Q นั้นต่างจากความเค้นเฉลี่ยที่ได้จากสมการ (3.1) ความเค้นที่จุดต่าง ๆ จะไม่เท่ากันทุกจุดบนพื้นที่หน้าตัดขวาง ในแท่งวัตถุยาวที่ถูกแรง F อัดที่ปลายทั้งสองดังรูป 3.3 (ก) ความแตกต่างของความเค้นจะต่างกันน้อยบนพื้นที่หน้าตัดขวางที่ห่างไกลจากจุดที่แรงกระทำดังรูป 3.3 (ค) และต่างกันมากบนพื้นที่หน้าตัดขวางที่อยู่ใกล้จุดที่แรงกระทำดังรูป 3.3 (ข) และรูป 3.3 (ง)



รูป 3.2 ความเค้นเฉพาะจุด



รูป 3.3 การแผ่กระจายของความเค้น

ตามสมการ (3.2) ขนาดของแรงลัพท์ คือ

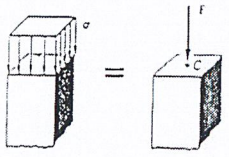
$$\int dF = \int_A \sigma dA$$

ความเค้นเฉลี่ยบนทุก ๆ พื้นที่หน้าตัดขวางตลอดความยาวเท่ากันและเท่ากับความเค้นเฉลี่ยที่เกิดจากแรง F ที่ปลายทั้งสอง ซึ่งสามารถหาได้ด้วยหลักของสถิตศาสตร์ การแผ่กระจายของความเค้นแนวตั้งฉากที่แปรเปลี่ยนไปตามพื้นที่หน้าตัดขวางของแท่งวัตถุนั้น เราไม่สามารถหาได้โดยใช้หลักสถิตศาสตร์ การที่จะหาการแผ่กระจายของความเค้นดังกล่าวจะต้องพิจารณาถึงผลของการเปลี่ยนรูปของอนุภาคอันเนื่องมาจากวิธีการกระทำของแรงที่ปลายแท่งวัตถุ

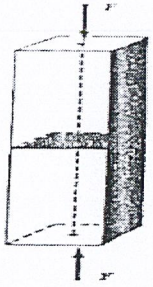
ในทางปฏิบัติ เราสมมติว่าความเค้นตามแนวตั้งฉากแผ่นกระจายสม่ำเสมอกันตลอดพื้นที่หน้าตัดขวาง ค่าความเค้น σ จึงเท่ากับ σ_{ave} ซึ่งหาได้จากสมการ (3.1) เมื่อเราสมมติว่าการแผ่กระจายของความเค้นสม่ำเสมอกัน แรงภายในก็แผ่กระจายสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัดขวางด้วย ตามหลักสถิตศาสตร์เบื้องต้นแรงรวมหรือแรงลัพธ์ F จะต้องอยู่ที่จุดศูนย์กลางของพื้นที่หน้าตัดขวาง (Centroid ; C) ดังรูป 3.4 แสดงว่าความเค้นจะแผ่กระจายสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัดขวาง เมื่อแรงกระทำรวมหรือแรงลัพธ์กระทำกับแท่งวัตถุผ่านสุดศูนย์กลางพื้นที่หน้าตัดขวางที่พิจารณาความเค้นนั้น ๆ ดังรูป 3.5 แรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กระทำแบบนี้เรียกว่า Centric Loading จะพบในชิ้นส่วนที่รับแรงสอแรงจำพวกโครงเครื่องกล และโครงสร้างที่ต่อกันด้วยสลักดังโครงสร้างในรูป 3.1 เป็นต้น



รูป 3.4 แสดงการแผ่กระจายของความเค้น



รูป 3.5 แรงกระทำผ่านศูนย์กลางแห่งวัตถุ

3.2 ความเค้นเฉือนเฉลี่ย (Average Shearing Stress)

ความเค้นเฉือน เป็นความเค้นที่เกิดจากแรงภายใน กระทำในทิศทางขนานกับพื้นที่หน้าตัด โดยตลอดทั้งพื้นที่หน้าตัดนั้นจะมีความเค้นโดยเฉลี่ยเท่ากันทั้งหมด ไม่ว่าจะอยู่ตำแหน่งใดของพื้นที่หน้าตัด ดังรูป 3.6 จะได้สมการดังนี้

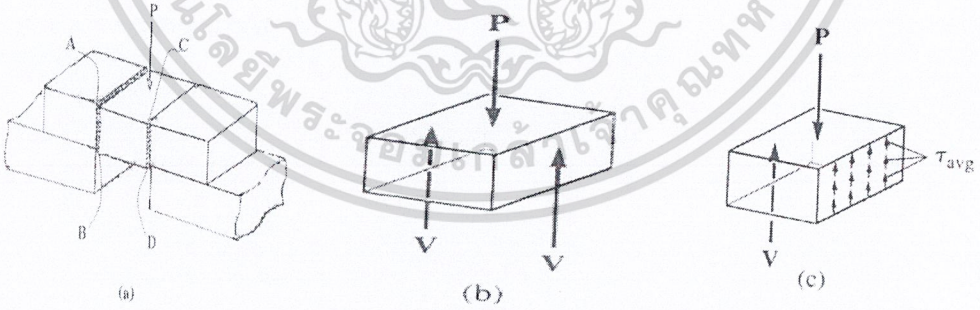
$$\tau_{avg} = \frac{V}{A} \qquad (3.3)$$

กำหนดให้

τ_{avg} หมายถึง ความเค้นเฉือนเฉลี่ยที่หน้าตัด

V หมายถึง ผลลัพธ์แรงเฉือนภายในที่หน้าตัดหาจากสมการ การสมดุลย์

A หมายถึง พื้นที่หน้าตัดที่แรงเฉือนผ่าน



รูปที่ 3.6 แสดงความเค้นเฉือนเฉลี่ยเกิดขึ้นกับพื้นที่หน้าตัดขวาง

3.2.1 ความเค้นอนุญาต (Allowable Stress)

เป็นความเค้นที่อนุญาตให้ใช้งานได้ โดยชิ้นงานไม่เกิดความเสียหาย ซึ่งเราจะเผื่อค่าความปลอดภัยไว้ (Factor of Safety) ซึ่งตัวคูณค่าความปลอดภัยนี้ เราสามารถหาค่าได้จากสูตร ดังต่อไปนี้

$$\text{ตัวคูณค่าความปลอดภัย} = N = \frac{\text{ภาระสูงสุด}}{\text{ภาระอนุญาต}} = \frac{\text{ความเค้นสูงสุด}}{\text{ความเค้นอนุญาต}} \qquad (3.4)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

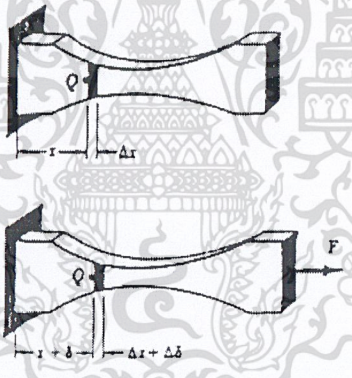
ตัวคูณค่าความปลอดภัยนี้เป็นสิ่งหนึ่งที่สำคัญมากสำหรับวิศวกรที่ต้องตัดสินใจเลือกใช้ในการออกแบบ ถ้าเลือกใช้ค่าตัวคูณความปลอดภัยค่าน้อย ความปลอดภัยของชิ้นส่วนเครื่องจักรกลและโครงสร้างก็จะต่ำอาจก่อให้เกิดอันตรายได้ขณะใช้งาน ถ้าเลือกค่าตัวคูณความปลอดภัยค่าสูงก็จะสิ้นเปลืองค่าใช้จ่ายสูงหรืออาจใช้ประโยชน์ได้ไม่ดีเช่น ทำให้น้ำหนักของเครื่องบินที่ออกแบบเพิ่มขึ้น

3.3 ความเครียด (Strain)

3.3.1 ความเครียดตั้งฉากภายใต้แรงตามแนวแกน (Normal Strain Under Axial Loading)

สำหรับแท่งวัตถุที่มีหน้าตัดขวางคงที่ ความเค้นถือว่าเท่ากันตลอดความยาว สามารถหาความเครียดได้จากอัตราส่วนของระยะยืดต่อความยาวเดิมได้เลย ในกรณีที่พื้นที่หน้าตัดเปลี่ยนไปตามความยาว ความเค้นก็จะเปลี่ยนไปตามความยาวด้วย เราสามารถหาความเครียดที่จุดใด ๆ ที่ Q ได้โดยพิจารณาชิ้นส่วนเล็ก ๆ ยาว Δx ตามรูป 1.1 ชิ้นส่วนดังกล่าว จะยืดออกเป็นระยะ $\Delta\delta$ ภายใต้แรงดึง F เราจะได้ความเครียดตั้งฉากที่จุด Q

$$\varepsilon = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{\Delta\delta}{\Delta x} = \frac{d\delta}{dx} \tag{3.5}$$



รูป 3.7 วัตถุภายใต้แรงดึงที่มีพื้นที่หน้าตัดไม่คงที่

ในกรณีที่แท่งวัตถุยาว L มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ความเครียดจะคงที่ซึ่งเราทราบแล้วว่าเท่ากับระยะยืดทั้งหมดหารด้วยความยาวเดิมทั้งหมด

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \tag{3.6}$$

ความเครียดไม่มีหน่วยเนื่องจากหน่วยของระยะยืดและความยาวเดิมของแท่งวัตถุเป็นหน่วยเดียวกันทำให้ความเครียดไม่มีหน่วยไม่ว่า ในระบบ SI หรือระบบอังกฤษค่าความเครียดจะมีตัวเลขเหมือนกันเท่ากันทุกประการ

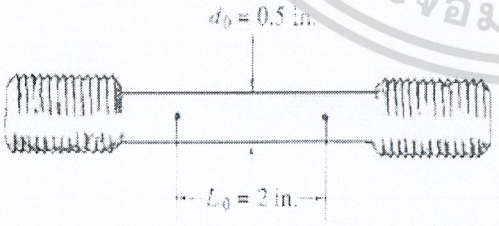
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3.2 คุณลักษณะทางกลของวัสดุ (Mechanical Properties of Material)

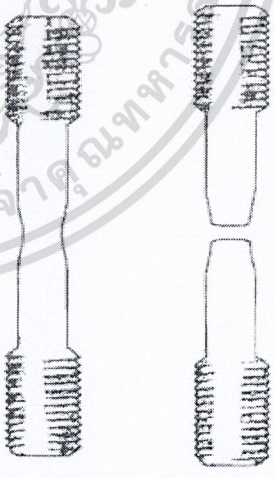
ความแข็งแรงของวัสดุขึ้นอยู่กับความสามารถในการรับภาระ (load) โดยปราศจากการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง หรือปราศจากความเสียหาย คุณสมบัตินี้มีอยู่ในเนื้อของวัสดุเอง และสามารถหาได้โดยการทดสอบ มีวิธีการทดสอบอยู่หลายวิธี ที่จะประเมินค่าความแข็งแรงของวัสดุ ภายใต้ภาระซึ่งสมาคมของประเทศอเมริกามีชื่อเรียกว่า สมาคมวัสดุและทดสอบแห่งอเมริกา (American Society for Testing and Material) มีชื่อเรียกย่อว่า ASTM ได้มีการทดสอบวัสดุ ซึ่งเป็นที่ยอมรับกันทั่วไป

การทดสอบคุณลักษณะทางกลของวัสดุ สามารถถูกทดสอบแรงดึง (Tension) หรือแรงอัด (Compression) ซึ่งเป็นการหาความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นปกติเฉลี่ย (Average Normal Stress) และความเครียดปกติเฉลี่ย (Average Normal Strain) เช่น โลหะ เซรามิกส์ โพลีเมอร์ และโลหะผสม การทดสอบนี้ จะทดสอบชิ้นงาน (Specimen) ของวัสดุที่ถูกทำขึ้นเป็นรูปและขนาดเป็นมาตราฐาน (Standard shape and size) ก่อนการทดสอบจะต้องมีการทำเครื่องหมาย 2 จุดที่จะกำหนดความยาวของชิ้นทดสอบ เครื่องหมายนี้ จะอยู่ห่างจากปลายทั้งสองของชิ้นทดสอบ (Specimen) เพราะว่า การกระจายความเค้นที่ด้านปลาย บางทีจะสลับซับซ้อน เนื่องจากถูกจับติดแน่น เมื่อมีการใส่ภาระเข้าไป การวัดจะถูกกระทำตั้งแต่พื้นที่หน้าตัดของวัสดุชิ้นงานทดสอบ (Cross Section area ,A_o) และ ความยาวเกจของชิ้นทดสอบ (Gauge length distance ,L_o) ระหว่างเครื่องหมายที่กำหนด (mark) ดังตัวอย่างชิ้นงานทดสอบใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง d_o = 0.5 in. และมีความยาวเกจ (L_o) = 2 in. การใส่ภาระเป็นภาระตามแนวแกนและต้องไม่ทำให้ชิ้นงานโก่งงอ

ปกติปลายของชิ้นทดสอบจะถูกยึดแบบ Ball และ Socket Joint ดังชิ้นทดสอบข้างล่างนี้

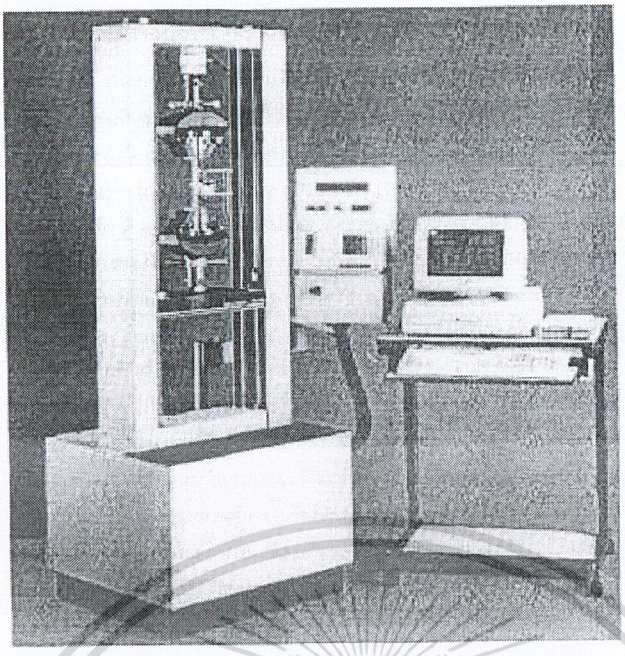


(a) รูปแสดงชิ้นทดสอบ



(b) รูปแสดงชิ้นทดสอบที่เสียหาย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(c) รูปแสดงเครื่องทดสอบการดึง (รูปจากบริษัท Testometric ประเทศอังกฤษ)

3.4 ไดอะแกรม ความเค้น – ความเครียด (Stress – Strain Diagram)

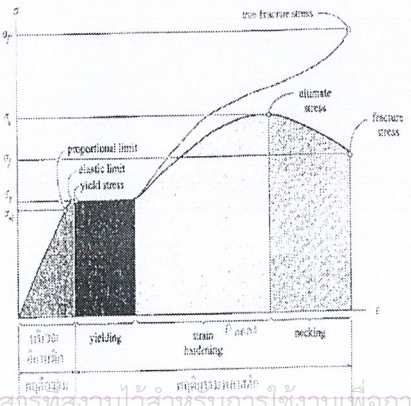
จากข้อมูลของการทดสอบแรงดึง และแรงอัด สามารถคำนวณค่าต่าง ๆ ที่เกิดจากความเค้นและความเครียด ในชิ้นงานที่ใช้ทดสอบ และสามารถพล๊อตค่าผลลัพธ์ออกมาเป็นกร๊าฟ ที่เราเรียกว่า ไดอะแกรมความเค้น – ความเครียด (Syress – Strain Diagram)

จาก $$\sigma = \frac{F}{A_0}$$

และ $$\varepsilon = \frac{\delta}{L_0}$$

เมื่อนำค่าความเค้น และความเครียดที่ได้จากการดึงวัสดุเหนียวไปพล๊อตกราฟ แสดงความสัมพันธ์ซึ่งกันและกันจะได้ไดอะแกรมความเค้นและความเครียดดังนี้

พฤติกรรมอิลาสติก (Elastic Behavior) : ชิ้นงานจะถูกยืดแล้วกลับคืนมาที่ตำแหน่งเดิมได้อีกเมื่อเอาภาระออก ช่วงนี้เป็นช่วงอิลาสติก (Elastic)



รูป 3.8 ไดอะแกรมแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นที่เป็นจริงกับความเครียด (สำหรับวัสดุเหนียว)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Proportional limit

การคราก (Yielding) : เป็นช่วงที่วัสดุเปลี่ยนรูปอย่างถาวร ซึ่งช่วงนี้จะมีค่าความเค้นครากคงที่

สเตรน ฮาร์เดนนิง (Strain Hardening) : เมื่อเกิดการคราก (Yielding) และใส่ภาระไปอีกกราฟส่วนโค้ง จะเพิ่มสูงขึ้นอย่างต่อเนื่องจนถึงจุดความเค้นสูงสุด (Ultimate Stress, σ_u) กราฟส่วนโค้งนี้เรียกว่า Strain hardening จุดนี้พื้นที่หน้าตัดจะลดลง

เนคคิง (Necking) : ที่ความเค้นสูงสุด (Ultimate Stress) พื้นที่หน้าตัดของชิ้นงานจะลดลงเราเรียกว่า คอ (neck) และแรงจะกระทำจนกระทั่งวัสดุขาด

สัญลักษณ์ จากรูปไดอะแกรมความเค้นและความเครียด อธิบายได้ดังนี้

σ_{pl} (Proportional stress) หมายถึง ความเค้นที่เกิดขึ้นจากการออกแรงดึงวัสดุ ซึ่งความเค้นจะแปรผันเป็นเส้นตรงกับความเครียดตลอดเวลา ณ ตำแหน่งนี้เป็นเส้นตรงตำแหน่งสุดท้าย

σ_y (Yield stress) หมายถึง ความเค้นคราก

σ_u (Ultimate stress) หมายถึง ความเค้นสูงสุด บางครั้งเราเรียกว่า Peak Stress

σ_f (Fracture stress) หมายถึง ความเค้นที่ทำให้วัสดุขาดหรือเสียหาย

3.4.1 พฤติกรรมความเค้น และความเครียดของวัสดุเหนียวและวัสดุเปราะ

กรณีที่เป็นวัสดุเหนียว (Ductilie Material) เมื่อเรานำวัสดุเหนียวมาทดสอบแรงดึง จะได้ความสัมพันธ์ดังไดอะแกรมที่กล่าวมาแล้วข้างต้น วัสดุที่ใช้ทดสอบจะมีการยืดตัวตามแนวแกนและหดตัวของหน้าตัดในแนวด้านข้าง ซึ่งเราสามารถหาค่าเปอร์เซ็นต์การยืดตัว และเปอร์เซ็นต์การหดตัวได้ดังนี้

$$\text{เปอร์เซ็นต์การยืดตัว (Percent Elongation)} = \frac{L_f - L_o}{L_o} \times (100\%) \qquad (3.7)$$

โดยกำหนด L_f หมายถึง Length of Fracture ซึ่งเป็นค่าความยาวสุดท้ายก่อนวัสดุขาด

L_o หมายถึง Length of Origin ซึ่งเป็นความยาวเริ่มต้น

$$\text{เปอร์เซ็นต์การหดตัวของหน้าตัด (Percent Reduction of Area)} = \frac{A_o - A_f}{A_f} \times (100\%) \qquad (3.8)$$

โดยกำหนด A_o หมายถึง Area of Origin ซึ่งเป็นค่าพื้นที่หน้าตัดเริ่มต้น

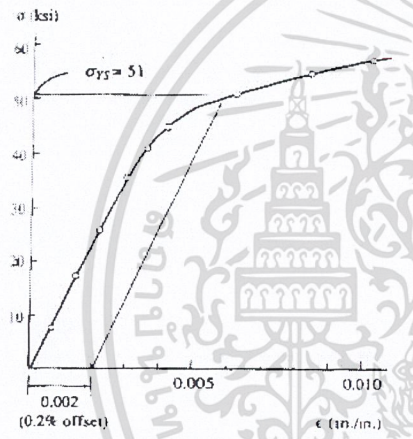
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

A_f หมายถึง Area of Fracture ซึ่งเป็นค่าพื้นที่หน้าตัดก่อนขาด

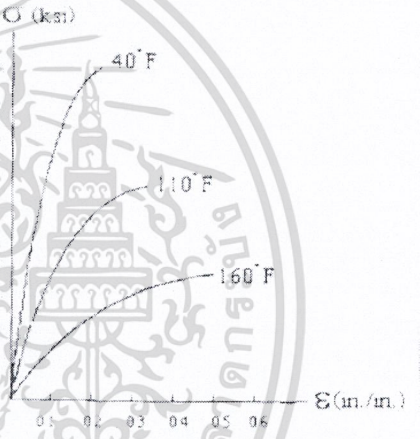
ในกรณีที่เป็นเหล็กเหนียว (Mild Steel) ค่าเปอร์เซ็นต์การยืดตัวจะมีค่าประมาณ 38% และเปอร์เซ็นต์การหดตัวของหน้าตัดประมาณ 60% กรณีเป็นวัสดุเปราะ (Brittle Material) เมื่อเรานำวัสดุเปราะมาออกแรงดึง เช่น อลูมิเนียม เหล็กหล่อสีเทา เป็นต้น เราจะไม่สามารถหาค่าจุดครากของวัสดุได้ เนื่องจากจะเกิดการขาดอย่างรวดเร็ว ดังนี้ เราจึงหาค่าจุดครากด้วยกรรมวิธีอ๊อฟเซท (Offset Method) โดยวัสดุเปราะทั่วไปจะใช้ค่า 0.2% offset โดยคิดที่แกนของความเครียดที่ตำแหน่ง 0.002 ของค่าความเครียดแล้วลากเส้นตรงจากตำแหน่งนั้นให้ขนานขึ้นไปกับกราฟที่พล็อตไว้ โดยให้ขนานกับกราฟช่วงที่เป็นเส้นตรงไปตัดกับกราฟ จุดที่ตัดก็คือ จุดคราก (Yield) ดังรูป 1.3 นอกจากนี้ ค่าความเค้นของวัสดุยังขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของวัสดุด้วย ถ้าวัสดุมีอุณหภูมิสูงขึ้นค่าความเค้นจะลดลง ดังรูป 1.4

3.4.2 กฎของฮุค (Hooke' s Law)

กฎของฮุค เป็นการหาค่าโมดุลัสความยืดหยุ่น (Modulus of Elasticity) ซึ่งค่าโมดุลัสความยืดหยุ่นนี้ .9)



รูป 3.9 แสดงการหาค่าความเค้นคราก ของวัสดุเปราะ(อลูมิเนียม)



รูป 3.10 แสดงค่าความเค้นของวัสดุ เมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลง

หาจากสัดส่วนระหว่างค่าความเค้นต่อความเครียดของวัสดุนั้น ๆ เมื่อมีแรงมากระทำ ดังสมการ

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \tag{3.9}$$

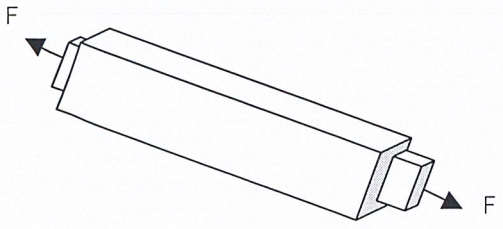
โดยกำหนด E หมายถึง โมดุลัสความยืดหยุ่น (Modulus of Elasticity หรือ Young's Modulus) ค่าของ E นั้นจะมีค่าคงที่เสมอเฉพาะในช่วงของกราฟเส้นตรงจาก 0 ถึงจุด Proportional Limit เท่านั้น

3.4.3 อัตราส่วนของพัวซอง(Poisson's Ratio)

วัตถุเมื่ออยู่ภายใต้แรงดึงหรือแรงอัดก็ตาม ขนาดทางด้านข้างจะเปลี่ยนแปลงด้วยเมื่ออยู่ภายใต้แรงอัดขนาดด้านข้างจะโตขึ้น แต่ถ้าอยู่ภายใต้แรงดึงขนาดทางด้านข้างจะเล็กลง ซึ่งแสดงว่าเมื่อออกแรงดึงตามแนวแกนทำให้เกิดความเค้นและความเครียดตั้งฉากกับพื้นที่หน้าตัดขวาง แล้วยังเกิดความเค้น และ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเครียดทางด้านข้างด้วย วัสดุที่เป็นเนื้อเดียวกันตลอดและเป็น ความเครียดด้านข้างในแนวแกน และ ถือได้ว่าเท่ากัน



รูป 3.11 ขนาดทางด้านข้างของวัตถุเล็กลงเมื่ออยู่ภายใต้แรงดึง

อัตราส่วนของความเครียดทางด้านข้าง (Lateral Strain ; ε_y, ε_z) ต่อความเครียดตามแนวยาว (Axial Strain ; ε_x) เรียกว่าอัตราส่วนของพัวซอง ใช้สัญลักษณ์ υ(nu)

$$\upsilon = \left| \frac{\text{Lateral Strain}}{\text{Axial Strain}} \right| \qquad (3.10)$$

หรือ $$\upsilon = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_z} = -\frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_z} \qquad (3.11)$$

แต่ $$\varepsilon_z = \frac{\sigma_x}{E}$$

ฉะนั้น $$\varepsilon_y = \varepsilon_z = -\frac{\upsilon\sigma_x}{E} \qquad (3.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

บทที่ 4

แรงเฉือนและโมเมนต์ดัดในคาน

(Shear Forces and Bending Moments in Beams)

4.1 การดัด (Bending)

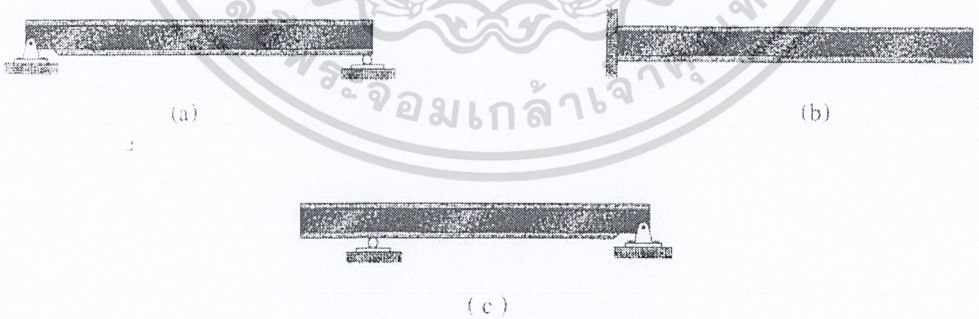
เมื่อคานมีแรงกระทำ คานจะเกิดการดัด (Bending) สิ่งเหล่านี้จะมีความสำคัญต่อโครงสร้างทางวิศวกรรม ในหัวข้อนี้เราจะหาความเค้นในคานหรือโครงสร้าง ซึ่งเป็นผลมาจากการดัดของคาน เริ่มต้นจะอธิบายถึงการกำหนดเครื่องหมายที่ใช้ในไดอะแกรมแรงเฉือน และไดอะแกรมโมเมนต์ดัดสำหรับคานหรือเพลา ไดอะแกรมแรงเฉือนจะใช้สำหรับหาค่าความเค้นเฉือนภาคตัดขวาง (Tranverse Shear Stress) และไดอะแกรมโมเมนต์ดัดจะใช้หาค่าโมเมนต์ดัดในคานหรือเพลา สิ่งแรกเราจะพิจารณาโครงสร้างที่เป็นเส้นตรงและพื้นที่หน้าตัดสมมาตรสม่ำเสมอ และเป็นวัสดุที่มีคุณสมบัติเป็น Homogeneous Linear - Elastic ต่อจากนั้น จะศึกษาถึงการดัดของวัตถุที่เป็นหน้าตัดไม่สมมาตร และวัสดุที่ทำจากวัสดุต่าง ๆ ประกอบกัน การพิจารณาจะพิจารณาโครงสร้างที่เป็นส่วนโค้งด้วย

4.2 ประเภทของคาน (Beam)

คานที่ใช้กันโดยทั่วไป แบ่งออกเป็น 2 ประเภท ดังนี้

4.2.1 คานประเภทดีเทอร์มิเนต (Determinate Beam)

เป็นคานประเภทที่เราสามารถหาค่าแรงปฏิกิริยาของคานได้ โดยวิธีสมดุลย์โมเมนต์รอบแกนของคานได้ ประเภทนี้ตัวแปรของแรงปฏิกิริยาที่ไม่ทราบค่า จะมีค่าเท่ากับสมการที่ตั้งขึ้นตามกฎข้อที่หนึ่งของนิวตัน ซึ่งคานประเภทนี้ ได้แก่ คานที่มีจุดรองรับแบบง่าย (Simple Support) คานปลายยื่น (Cantilever Beam),คานแบบแขวน (Overhanging Beam) ดังรูป 4.1



รูป 4.1 แสดงรูปของคานประเภท ดีเทอร์มิเนต

4.2.2 คานประเภทอินดีเทอร์มิเนต (Indeterminate Beam)

เป็นคานประเภทที่เราไม่สามารถหาค่าแรงปฏิกิริยาของคานได้ โดยวิธีสมดุลย์โมเมนต์รอบแกนของคาน โดยวิธีธรรมดา ต้องใช้ทฤษฎีของสามโมเมนต์ (Three Moment) หรือใช้วิธีการหาแรงปฏิกิริยาจากค่าของระยะโก่ง และค่ามุมความชันของคาน แล้วนำไปสู่ค่าของแรงปฏิกิริยาของคาน ซึ่งคาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

46007

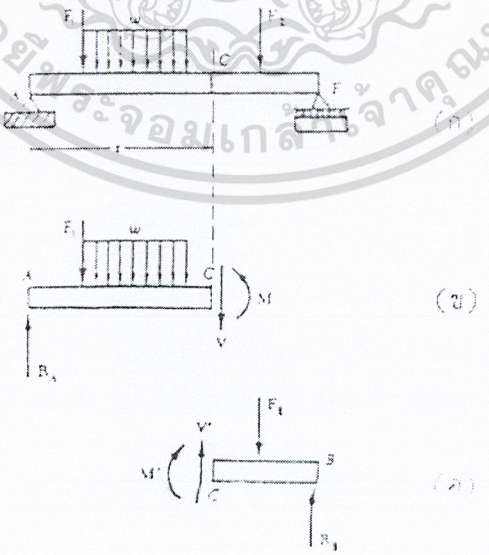
ประเภทนี้ ได้แก่ คานที่มีจุดยึดทั้งสองข้าง (Double End Fixed) หรือคานปลายยื่น แต่มีจุดรองรับที่ปลายยื่น (Restrain Beam) และคานต่อเนื่อง (Continuous Beam) ดังรูป 4.2



รูป 4.2 แสดงรูปของคานประเภทอินดิเทอร์มิเนต

4.3 แผนผังแรงเฉือนและโมเมนต์ดัด (Shearing Force and Bending Moment Diagrams)

การหาค่าสูงสุดของแรงเฉือนและโมเมนต์ดัดในคานนั้นวิธีที่สะดวกก็คือกำหนดจุดของแรงเฉือนและโมเมนต์ดัดเทียบกับระยะ x ที่วัดจากปลายหนึ่งของคาน ซึ่งค่าสูงสุดของแรงเฉือนและโมเมนต์ดัดนี้ใช้ในการออกแบบคานให้สามารถรับภาระที่ต้องการได้โดยปลอดภัย และค่าของ M ที่แปรไปตามระยะ x นี้ยังใช้ในการหาการเบี่ยงเบนของคานในบทต่อไปอีกด้วยแผนผังแรงเฉือนและโมเมนต์ดัดหาได้โดยการหาแรงเฉือน V และโมเมนต์ดัด M ที่จุดใด ๆ ของคานจากการตัดคานตรงจุดที่ต้องการและพิจารณาชิ้นส่วนของคานแต่ละส่วนในสภาพสมดุลย์ ดังรูป 4.3

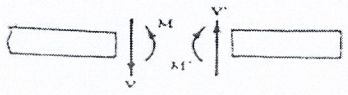


รูป 4.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องหมายของ V และ M ให้ยึดหลักในการกำหนดตามที่ได้กล่าวมาแล้วในบทต้น ๆ แรงเฉือน V และโมเมนต์ดัด M ที่จุดที่พิจารณาของคานเป็นบวกเมื่อแรงภายในและโมเมนต์ดัดภายในกระทำบนแต่ละส่วนของคานโดยตรงดังรูป 4.4 (ก) โดยจำง่าย ๆ ว่า

1) แรงเฉือนที่ C เป็นบวกเมื่อแรงภายนอก (แรงกระทำและแรงปฏิกิริยา) ที่กระทำบนคานมีแนวโน้มที่จะเฉือนคานออกจากกันดังรูป 4.4(ข)
2) โมเมนต์ดัดที่ C เป็นบวกเมื่อแรงภายนอกกระทำบนคานมีแนวโน้มที่จะดัดคานที่ ดังแสดงในรูป 4.4 (ค)



(ก) แรงภายใน
(แรงเฉือนและโมเมนต์ดัดเป็นบวก)



(ข) ผลของแรงภายนอก
(แรงเฉือนเป็นบวก)



(ค) ผลของแรงภายนอก
(โมเมนต์ดัดเป็นบวก)

รูป 4.4

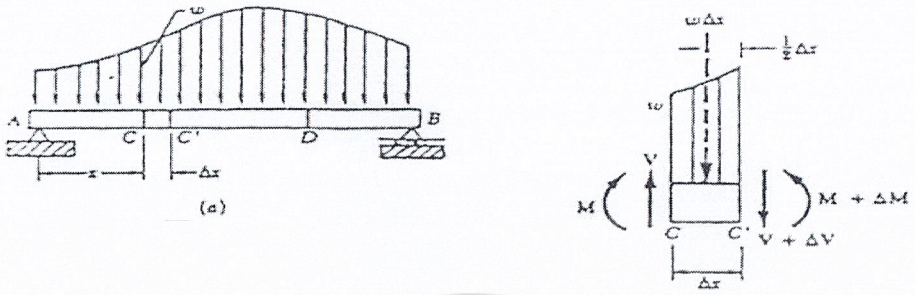
4.4 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกระทำ แรงเฉือนและโมเมนต์ดัด (Relations Among Load, Shearing and Bending Moment)

วิธีการหาแรงเฉือนและโมเมนต์ดัดตามที่ได้กล่าวผ่านมาแล้วนั้นค่อนข้างยุ่งยากมากที่จะใช้กับควานที่มีแรงกระทำแบบเป็นจุดมากกว่าสองหรือสามแรงขึ้นไป หรือเมื่อมีแรงกระทำแบบแผ่กระจายไปตามคาน การสร้างแผนผังแรงเฉือนโดยเฉพาะแผนผังโมเมนต์ดัดจะดูง่ายขึ้น ถ้าทราบความสัมพันธ์ระหว่างแรงที่กระทำต่อคาน แรงเฉือน และโมเมนต์ดัดที่กำลังพิจารณา

มาพิจารณาคานซึ่งมีจุดรองรับสองจุดที่ปลายทั้งสองของคาน (Simply Supported Beam) AB มีแรงแผ่กระจายอยู่บนคาน w ต่อหนึ่งหน่วยความยาวดังรูป 4.5 (ก) และให้ C และ C' เป็นจุดบนคานห่างกันเป็นระยะ Δx แรงเฉือนและโมเมนต์ดัดที่ C แทนด้วย V และ M ตามลำดับและสมมติว่าเป็นบวก แรงเฉือนและโมเมนต์ดัดที่ C' แทนด้วย $V + \Delta V$ และ $M + \Delta M$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัดส่วนของคาน CC′ ออกมาพิจารณาในลักษณะของวัตถุอิสระดังรูป 4.5 (ข) แรงที่กระทำบนวัตถุอิสระประกอบด้วยแรงกระทำขนาด $w\Delta x$ แรงภายในและโมเมนต์ภายในที่ C และ C′ เมื่อสมมติว่าแรงเฉือนและโมเมนต์เป็นบวก แรงเฉือนและโมเมนต์จะกระทำกับคาน ดังรูป



(ก) (ข)

รูป 4.5

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงกระทำและแรงเฉือน หาได้โดยเขียนผลรวมของแรงกระทำในแนวดิ่งบนวัตถุอิสระ CC′ เท่ากับศูนย์

$$\sum Fy = 0 \; ; \; V - (V + \Delta V) - w\Delta x = 0$$

$$\Delta V = - w\Delta x$$

หารด้วย Δx และให้ Δx เข้าสู่ศูนย์ ได้

$$\frac{dV}{dx} = - w \qquad (4.1)$$

จากสมการ (4.1) แสดงว่าคานภายใต้แรงกระทำดังรูป 4.5 (ก) ความชัน (Slope) dV/dx ของเส้นโค้งแรงเฉือนเป็นลบ ค่าทางตัวเลขของความชันที่จุดใด ๆ เท่ากับแรงกระทำต่อหนึ่งหน่วยความยาวที่จุดนั้น

Integrate สมการ (4.1) ระหว่างจุด C และ D ได้

$$V_D - V_C = - \int_{x_C}^{x_D} w dx \qquad (4.2)$$

$$V_D - V_C = -(\text{พื้นที่ใต้เส้นโค้งของแรงกระทำระหว่าง C และ D}) \qquad (4.3)$$

สังเกตผลที่ได้มานี้สามารถหาได้โดยพิจารณาสมดุลย์ของคานช่วง CD เมื่อพื้นที่ใต้เส้นโค้งแทนแรงกระทำทั้งหมดในช่วง CD

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิจารณาสมการ (4.1) จะพบว่าใช้ไม่ได้กับแรงที่กระทำเป็นจุด เพราะเส้นโค้งของแรงเฉือนไม่ต่อเนื่องกัน ในทำนองเดียวกันสมการ (4.2) และสมการ (4.3) ก็เช่นกัน สมการ (4.2) และสมการ (4.3) จะใช้ได้ในช่วงระหว่างแรงกระทำที่เป็นแรงกระทำเป็นจุด

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเฉือนและโมเมนต์ดัด หาได้โดยการพิจารณาวัตถุอิสระดังรูป 4.5 (ข) แล้วเขียนผลรวมของโมเมนต์รอบ C′ เท่ากับศูนย์

$$\sum M_{C'} = 0 \quad ; \quad (M + \Delta M) - M - V\Delta x + w\frac{\Delta x}{2}\Delta x = 0$$

$$\Delta M = V\Delta x - \frac{1}{2} w (\Delta x)^2$$

หารด้วย Δx และให้ Δx เข้าสู่ศูนย์ ได้

$$\frac{dM}{dx} = V \tag{4.4}$$

จากสมการ (4.4) แสดงว่าความชัน (Slope) dM/dx ของเส้นโค้งโมเมนต์ดัดเท่ากับค่าของแรงเฉือน ซึ่งเป็นจริงที่ทุก ๆ จุดที่ไม่มีแรงกระทำแบบเป็นจุด สมการ (4.4) แสดงให้เห็นว่าความเค้นเฉือนเป็นศูนย์ เมื่อโมเมนต์ดัดสูงสุด คุณสมบัติอันนี้ช่วยให้สะดวกในการหาจุดที่คานจะแตกหักภายใต้โมเมนต์ดัด

Integrate สมการ (4.4) ระหว่างจุด C และ D

$$M_D - M_C = -\int_{x_C}^{x_D} V dx \tag{4.5}$$

$$M_D - M_C = \text{พื้นที่ใต้เส้นโค้งระหว่าง C และ D} \tag{4.6}$$

ข้อสังเกตพื้นที่ใต้เส้นโค้งแรงเฉือนจะเป็นบวกเมื่อแรงเฉือนเป็นบวกและเป็นลบ เมื่อแรงเฉือนเป็นลบ

4.5 ความเค้นดัด (Bending Stress)

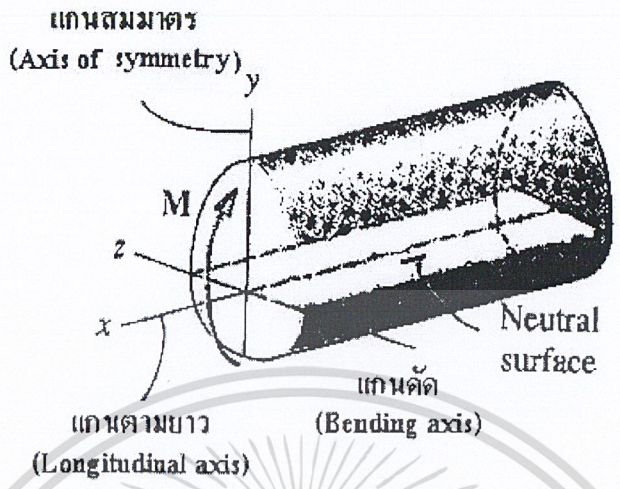
คานเมื่อถูกโมเมนต์ดัดกระทำ จะเกิดความเค้นขึ้นในหน้าตัดของแกน ความเค้นนี้เราเรียกว่าความเค้นดัด (Bending Stress) ซึ่งอยู่ในประเภทของความเค้นปกติ (Normal Stress) และเป็นได้ทั้งความเค้นดึงและความเค้นอัด ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับตำแหน่งบนหน้าตัด

4.5.1 การเปลี่ยนรูปการดัดของคานตรง (Bending Deformation of a Straight Member)

เราจะอภิปรายถึง การเปลี่ยนรูปที่เกิดขึ้นเมื่อคานเป็นรูปปริซึมตรง ทำจากวัสดุที่มีลักษณะเป็น

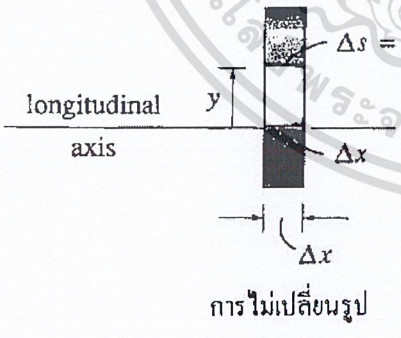
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Homogeneous และถูกดัด ในที่นี้เราจะกำหนดให้คานมีพื้นที่หน้าตัดสมมาตรในแนวตั้ง เมื่อเทียบกับแกนหลักและโมเมนต์ดัดจะถูกใส่เข้าไปให้หมุนรอบกับแกนดัดในแนวนอน ดังรูป 4.6 (a)

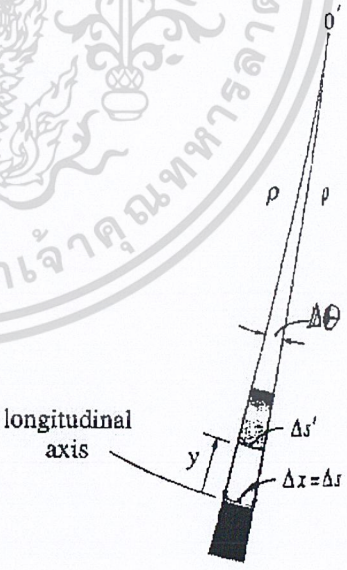


รูป 4.6 (a)

ส่วนในกรณีพฤติกรรมของคาน หรือคานที่มีหน้าตัดไม่สมมาตร หรือทำจากวัสดุผสมที่แตกต่างกันไปจะได้นำมาอธิบายในหัวข้อต่อไป เช่น การเปลี่ยนรูปของวัสดุ เช่น ยาง เราสามารถอธิบายได้ว่าเกิดอะไรขึ้น และในที่นี้จะอธิบายถึงวัสดุหรือคานเป็นรูปปริซึมตรง เมื่อถูกโมเมนต์ดัดกระทำ จะเกิดการเปลี่ยนรูปดังรูป 4.6 (c)



การไม่เปลี่ยนรูป รูป 4.6 (b)



การเปลี่ยนรูป รูป 4.6 (c)

เพื่อที่จะแสดงค่าการเปลี่ยนรูป ซึ่งจะเกิดค่าความเครียดของวัสดุในทิศทางตามแนวยาว (Longitudinal) เราจะแยกส่วน (Segment) ของคานที่มีระยะยาว x โดยพิจารณาเพียงความยาว Δx จากรูป 4.6 (b) และรูป 4.6 (c) เกิดการเปลี่ยนรูป Δs กลายเป็น $\Delta s'$ (หลังจากการเปลี่ยน)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$\therefore$ ความเครียดปกติตลอดความยาว Δs หาได้คือ

$$\varepsilon = \lim_{\Delta s \to 0} \frac{\Delta s' - \Delta s}{\Delta s}$$

จากรูป 4.6 (b) และรูป 4.6 (c) จะได้ค่า $\Delta s' = (\rho - y)\Delta\theta$ และ $\Delta s = \rho\Delta\theta$

แทนค่าได้ดังนี้

$$\therefore \varepsilon = \lim \frac{(\rho - y)\Delta\theta - \rho\Delta\theta}{\rho\Delta\theta}$$

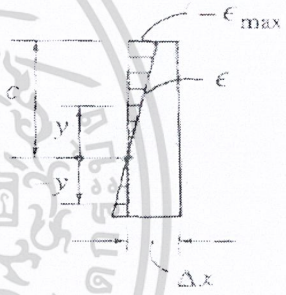
$$\therefore \varepsilon = -\frac{y}{\rho} \qquad (4.7)$$

จากรูป 4.6 (d) เป็นการกระจายความเครียดปกติบนหน้าตัดได้ ณ ตำแหน่งระยะ C ซึ่งเป็นระยะห่างไกลที่สุดจากจุดศูนย์ถ่วง (ซึ่งตำแหน่งนี้เป็นจุดที่แกนสะเทินถูกลากผ่าน) ค่าของความเครียดปกติสูงสุดหาได้ดังนี้

$$\therefore \varepsilon_{max} = \frac{c}{\rho}$$

$$\therefore \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{max}} = \frac{y/\rho}{c/\rho}$$

ดังนั้น $$\varepsilon = \frac{-y}{c}\varepsilon_{max} \qquad (4.8)$$



รูป 4.6 (d)

4.5.2 สูตรของการดัด (The Flexure Bending Formula)

พิจารณาจากรูป 4.7

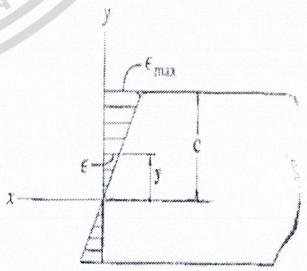
จาก $$\varepsilon = \frac{-y}{c}\varepsilon_{max}$$

จาก Hooke's Law ; $\sigma = E\varepsilon$

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

หรือ $$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

$$\therefore \sigma = \frac{-y}{c}(\sigma_{max}) \qquad (4.9)$$



รูป 4.7 แสดงการเปลี่ยนแปลงความเครียดเฉือน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิจารณาจากรูป 4.8 แรงลัพธ์บนหน้าตัดมีค่าดังนี้

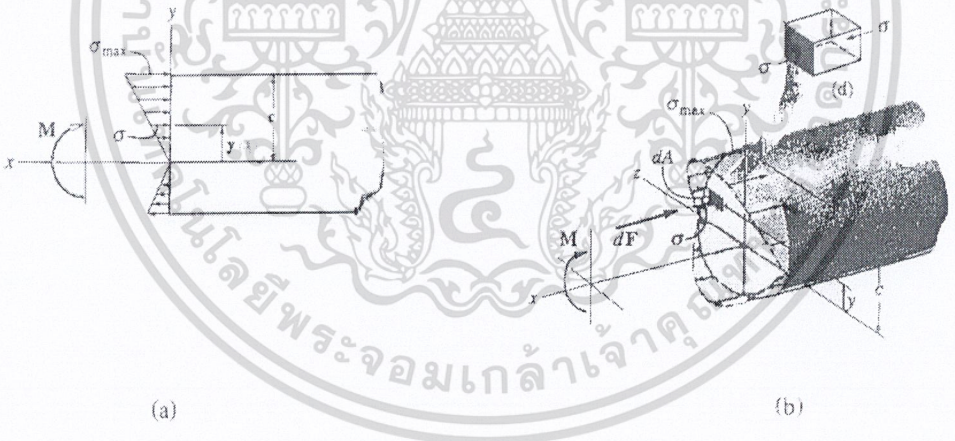
$$F_R = \sum F_x$$

$$\int_A dF = 0$$

$$\int_A \sigma dA = 0$$

$$\frac{\sigma_{max}}{c} \int_A y dA = 0$$

เนื่องจากค่าของ $\frac{\sigma_{max}}{c}$ จะต้องไม่เท่ากับศูนย์ เพราะฉะนั้น ค่าที่เท่ากับศูนย์ คือ $\int_A y dA = 0$ ในอีกนัยหนึ่ง โมเมนต์แรกของพื้นที่หน้าตัดคานรอบแกนสะเทิน (Neutral axis) ต้องเป็นศูนย์ สภาพการณ์นี้ ถ้าแกนสะเทิน คือ แกนศูนย์ถ่วงหรือแกนดัดในแนวนอนสำหรับพื้นที่หน้าตัด และต้องหาค่าพื้นที่หน้าตัด โดยต้องรู้ตำแหน่งของแกนสะเทิน เพื่อที่จะหาความสัมพันธ์ของความเค้นในคานอันนำไปสู่ผลลัพธ์ของโมเมนต์ภายใน M ที่กระทำต่อพื้นที่หน้าตัด โมเมนต์นี้จะมีค่าเท่ากับโมเมนต์ที่กระจายรอบแกนสะเทินโมเมนต์ของแรง dF รอบแกนสะเทิน คือ $dM = ydF$ ดังรูป 4.8 ในที่นี้ค่าของโมเมนต์มีค่าเป็นบวก เนื่องจากใช้กฎมือขวา ทิศทางไปทางบวกของแกน Z เนื่องจาก $dF = \sigma dA$ เมื่อ y เป็นบวก และ σ มีค่าเป็นลบ (อัด) จะได้ $(M_R)_Z$ เท่ากับโมเมนต์ลัพธ์ รอบแกน Z เพราะฉะนั้น $(M_R)_Z$ เท่ากับ $\sum M_Z$ ฉะนั้น โมเมนต์ลัพธ์รอบแกน Z หาค่าได้ดังนี้



รูป 4.8 แสดงการแปรเปลี่ยนความเค้นดัด

$$M = \int_A y dF$$

$$M = \int_A y(-\sigma dA)$$

$$M = \int_A y(\frac{y}{c}\sigma_{max})dA$$

$$M = \frac{\sigma_{max}}{c} \int_A y^2 dA$$

$$\therefore \quad \sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \qquad (4.10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในที่นี้ค่าของ $\int_A y^2 dA$ แทนด้วยค่า I

กำหนดให้ σ_{max} หมายถึง ความปกติสูงสุดจากการดัดในคานที่เกิดขึ้นบนพื้นที่หน้าตัด ณ ตำแหน่งไกลที่สุดจากแกนสะเทิน

M หมายถึง โมเมนต์ลัพธ์ภายใน หาจากวิธีตัดพื้นที่หน้าตัด (Section) และใช้สมการการสมดุลย์ โดยคำนวณรอบแกนสะเทินของหน้าตัด

I หมายถึง โมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่หน้าตัดคำนวณรอบแกนสะเทิน

C หมายถึง ระยะตั้งฉากจากแกนสะเทิน ถึงจุดไกลที่สุดจากแกนสะเทิน ระยะ c ที่ไกลที่สุดเป็นตำแหน่งที่ σ_{max} กระทำ

$$\text{จาก} \quad \sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

$$\frac{\sigma_{max}}{C} = \frac{M}{I}$$

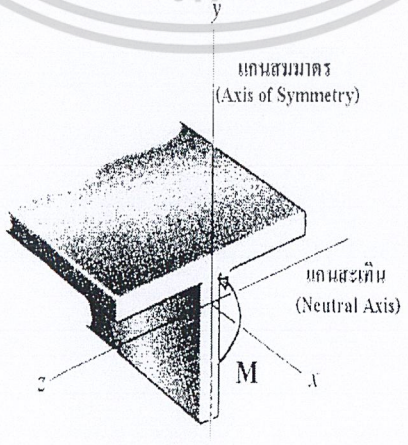
$$\text{จากสมการของ } \sigma = -\frac{y}{C}\sigma_{max}$$

$$\therefore \text{ จะได้ว่า } \sigma = -\frac{My}{I} \qquad (4.11)$$

หมายเหตุ เครื่องหมาย (-) เกิดจากเราตั้งแกน x,y,z โดยใช้กฎมือขวา M มีค่าเป็นบวก (+) ตลอดแกน z และแกน y ทิศทางขึ้นเป็นบวก ทำให้ σ เป็นลบเนื่องจาก σ กระทำทิศทางตรงข้ามกับแกน x ที่เราตั้งไว้

4.5.3 การดัดของคานที่มีหน้าตัดไม่สมมาตร (Unsymmetric Bending)

พิจารณาหน้าตัดของคานรูปตัว (T - Shape) ดังรูป 4.9 หน้าตัดของคานจะสมมาตรเฉพาะด้านซ้ายและขวาเท่านั้น ส่วนด้านบนและล่างไม่สมมาตรกัน และเพื่อให้ได้มาซึ่งกฎเกณฑ์



รูป 4.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เราพิจารณาคานที่มีพื้นที่หน้าตัดไม่สมมาตร ดังรูป 4.10 (a) คานเป็นรูปมีลักษณะปริซึม ตั้งแกน x,y และ z กำหนดให้ผลลัพท์ของโมเมนต์หมุนรอบแกน z เราให้การกระจายความเค้นกระทำบนหน้าตัด ซึ่งมีแรงลัพธ์เป็นศูนย์ และผลลัพท์ของโมเมนต์ภายในรอบแกน y มีค่าเป็นศูนย์ ผลลัพธ์ของโมเมนต์รอบแกน z มีค่าเป็น M ซึ่งเราสามารถอธิบายได้ดังนี้

พิจารณาแรงที่กระทำที่ Element เล็ก ๆ dA ที่ตำแหน่ง o,y,z ของหน้าตัดคาน ดังรูป 4.10 (a) ณ ตำแหน่งพื้นที่หน้าตัด dA จะได้ $dF = \sigma dA$

พิจารณาจากรูป 4.10 (a) โดยใช้หลักการสถิตศาสตร์ แรงลัพธ์ในแนวแกน x มีค่าเป็นศูนย์

$$\sum F_x = 0$$

จะได้ $$\int_A \sigma dA = 0$$

โมเมนต์ลัพธ์รอบแกน y มีค่าเป็นศูนย์

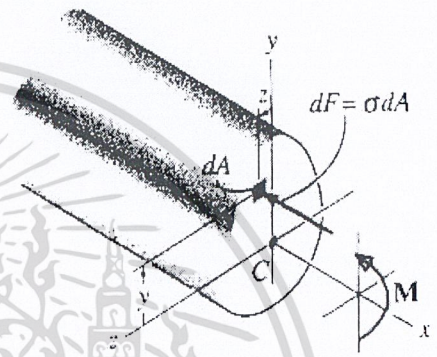
$$\sum M_y = (M_R)_y$$

จะได้ $$\int_A z\sigma dA = 0$$

โมเมนต์ลัพธ์รอบแกน z มีค่าเป็นศูนย์

$$\sum M_z = (M_R)_z$$

จะได้ $$\int_A y\sigma dA = 0$$



รูป 4.10 (a)



รูป 4.10 (b) แสดงการกระจายความเครียดปกติ

รูป 4.10 (c) แสดงการกระจายความเค้นดัด

จากรูปหน้าตัดที่กำหนดขึ้น เราสามารถเขียนรูปแสดงการกระจายความเครียดปกติและรูปแสดงการกระจายความเค้นปกติได้ ดังรูป 4.10 (b) และ รูป 4.10 (c)

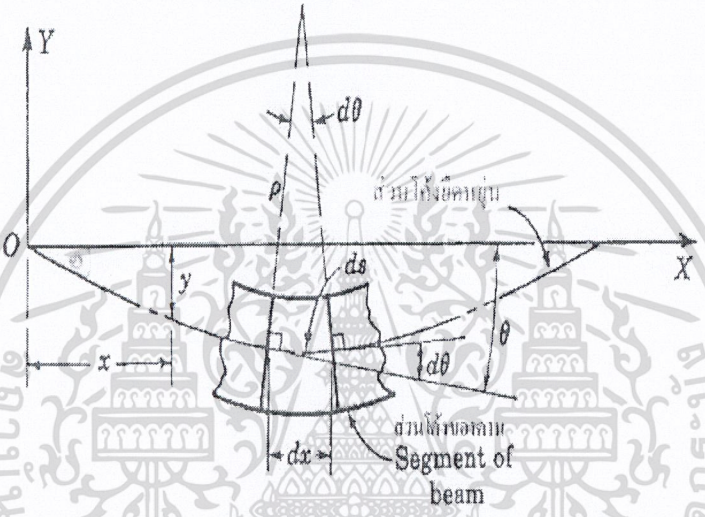
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

การโก่งของคาน (Deflection of Beams)

ในหัวข้อนี้เราจะพิจารณาถึงคานที่ถูกภาระภายนอกกระทำ การออกแบบคานจะพิจารณาถึงความแข็งแรงของคานด้วย ตัวอย่างในการออกแบบเครื่องมืองานโลหะ สำหรับงานที่ต้องการความแม่นยำ เช่น เพลาเครื่องกลึง เครื่องกัด หรือเครื่องเจียรไน ต้องรักษาไม่ให้เกิดการเปลี่ยนรูป การเปลี่ยนรูปที่ต้องคำนึงถึงอย่างหนึ่งก็คือ การโก่งของคาน

5.1 การหาระยะโก่งของคานด้วยวิธีอินทิกรัล 2 ครั้ง (Double Integration Method)



รูป 5.1 แสดงการโก่งของคานที่เกิดจากภาระภายนอกกระทำ

จากรูป 5.1 แสดงการโก่งของคาน โดยเลือกปลายคานทางด้านซ้าย เป็นจุดกำเนิดของแกน x ตลอดความยาวและแกน y ทิศทางขึ้นเป็นบวก เป็นระยะโก่งของคาน การโก่งจะเกิดขึ้นดังรูป 5.1

ค่าของ $\tan\theta = \frac{dy}{dx}$

เมื่อเล็กมาก $\tan\theta = \theta$

$$\theta = \frac{dy}{dx}$$

Differential 2 ข้าง

จะได้ $$\frac{d\theta}{dx} = \frac{d^2y}{dx^2}$$

ถ้าเราพิจารณาการแปรเปลี่ยนของ θ ที่ตำแหน่งความยาว ds ต่าง ๆ กัน ซึ่งสาเหตุเกิดจากการดัดในคานเราจะได้ค่า $ds = \rho d\theta$

ค่า ρ เป็นรัศมีของส่วนโค้ง

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d\theta}{ds} \approx \frac{d\theta}{dx}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หรือ $$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2y}{dx^2}$$

จากสูตรของการดัดงอ (Flexure Formula) จะได้ $\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}$

แทนค่า $$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI}$$

$$EI\frac{d^2y}{dx^2} = M \qquad (5.1)$$

สมกรนี้เป็นสมการความแตกต่างของส่วนโค้งยืดหยุ่นของคาน ค่า EI เราเรียกว่า Flexural Rigidity ของคาน โดยปกติแล้วค่า EI จะคงที่ตลอดความยาวของคาน แต่ถ้าเปลี่ยนชนิดของคาน หรือเปลี่ยนหน้าตัดในเพลาเดียวกัน ค่า EI จะไม่คงที่

ถ้าเรา take Integrate จะได้

$$EI\frac{dy}{dx} = \int Mdx + C_1 \qquad (5.2)$$

take Integrate อีกครั้งหนึ่งเราจะได้

$$EI\int dy = \iint Mdx \cdot dx + C_1x + C_2$$

$$EIy = \iint Mdx \cdot dx + C_1x + C_2 \qquad (5.3)$$

สมการ EIy นี้เป็นสมการการหาระยะโก่งของคาน โดยการอินทิกรัลจากสมการโมเมนต์ของคาน 2 ครั้ง ณ ตำแหน่งนั้น ๆ บนหน้าตัดคาน

5.2 เสา

เสามีลักษณะเป็นท่อนตรงและรับแรงกดในแนวแกน ถ้าแรงมีค่าไม่มากนักเสาที่เรียวยาวก็ยังคงอยู่ในสภาพที่ตรงได้ แต่ถ้าแรงเพิ่มขึ้นถึงค่าหนึ่ง เสาดังกล่าวก็อาจจะเกิดการโก่งงอขึ้น (buckling) แรงที่ทำให้เกิดการโก่งงอนี้ เรียกว่า แรงวิกฤต (critical load) ความเค้นที่เกิดในเสาขณะที่จะเริ่มเกิดการโก่งงออาจจะต่ำกว่าความเค้นใช้งานก็ได้ อย่างไรก็ตามเมื่อเกิดการโก่งงอขึ้นแล้ว ชิ้นงานนั้นก็ไม่สามารถที่จะทำหน้าที่ได้ตามต้องการ ฉะนั้นการออกแบบจึงอาจจะจำกัดแรงที่ทำให้เกิดการโก่งงอแทนที่จะจำกัดความเค้น

ชิ้นส่วนของเครื่องจักรกลจำนวนมากก็ทำหน้าที่เช่นเดียวกับเสา เช่น ก้านสูบ สูตรที่ใช้กับเสาจะจำแนกออกตามอัตราส่วนความเพรียว (slenderness ratio) L_e/k โดยที่

L_e คือ ความยาวสมมูล(equivalent length)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

k = $(I / A)^{1/2}$ รัศมีไจเรชัน

I คือ โมเมนต์ความเฉื่อยของหน้าตัด

A คือ พื้นที่หน้าตัด

เนื่องจากการออกแบบเสาที่อาจจะเกิดการโก่งงอจะจำกัดแรงกด แทนที่จะจำกัดความเค้น ดังนั้นจึงต้องใช้ค่าความปลอดภัยกับแรงกด ถ้าให้ F_C เป็นแรงวิกฤต แรงกดใช้งานคือ $F = F_C / N$

สำหรับเสาที่มีขนาดยาวจะนิยมใช้สูตรของออยเลอร์ (Euler) คือ

$$F = \frac{\pi^2 EA}{N (L_e/k)^2} = \frac{\pi^2 EI}{N L_e^2} \qquad (5.4)$$

ซึ่งถ้าเป็นเหล็กโครงสร้างแล้วจะใช้สูตรของออยเลอร์เมื่ออัตราส่วนความเพรียวมากกว่า 115 จากสูตรจะเห็นว่าเสาจะเกิดการโก่งรอบแกน ซึ่งโมเมนต์ความเฉื่อยของหน้าตัดหรือรัศมีไจเรชันมีค่าน้อยที่สุด ส่วนค่าความปลอดภัยสำหรับเสายาวนี้ ในทางการออกแบบเครื่องกลแนะนำให้ใช้ประมาณ 3.5

สำหรับค่าความยาวสมมูลนี้ก็ขึ้นอยู่กับลักษณะของปลายชิ้นงานที่ยึดอยู่ ดังรูปที่ 5.2

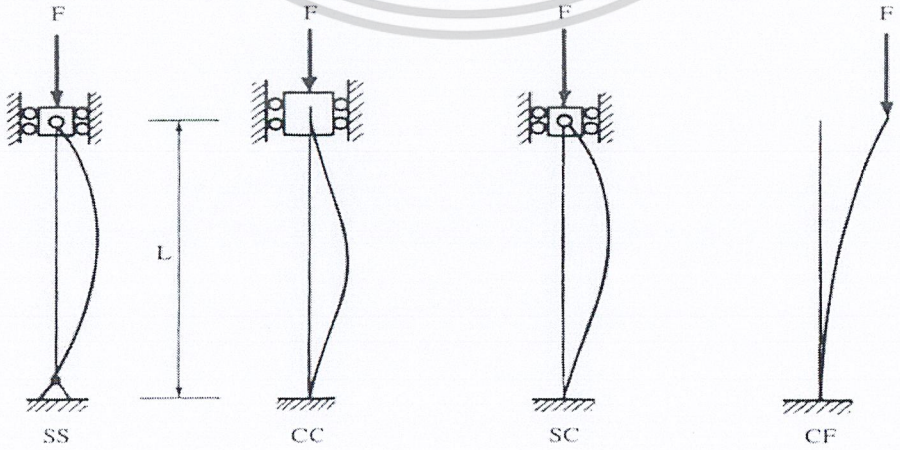
ปลายยึดแบบธรรมดา (SS : simply supported) $L_e = L$ (5.5 ก)

ปลายยึดแน่นสองข้าง (CC : clamped) $L_e = 0.5L$ (5.5 ข)

ปลายยึดแบบธรรมดา – ยึดแน่น (SC : simply supported – clamped)

$L_e = 0.707L$ (5.5 ค)

ปลายยึดแน่น – อิสระ (CF : clamped – free) $L_e = 2L$ (5.5 ง)



รูปที่ 5.2 แสดงการยึดปลายเสาวิธีต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

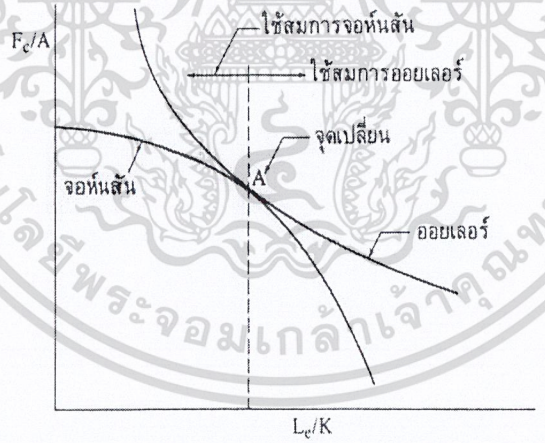
จะเห็นว่าปลายแบบ CC มีความแข็งแรงสูงสุดและปลายแบบ CF รับแรงกดได้น้อยที่สุด ในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่มีลักษณะเช่นเดียวกับเสา ปลายมักจะเป็นแบบ SS, SC หรือ CF ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับลักษณะที่แท้จริงของชิ้นงานนั้น

สำหรับเสาที่มีขนาดสั้นลงมาก สูตรของออยเลอร์จะใช้งานไม่ได้ดีนัก ทั้งนี้เพราะความเสียหายที่แท้จริงอาจจะเนื่องมาจากผลของการโก่งงอ และการที่ความเค้นในเสาเกินขีดจำกัดยืดหยุ่นพร้อมกัน ในกรณีเช่นนี้ผู้ออกแบบมักจะนิยมใช้สูตรของจอห์นสัน (Johnson) หรือที่เรียกอีกชื่อหนึ่งว่าสูตรพาราโบลา (parabolic formular) คือ

$$F = \frac{\sigma_Y A}{N}\left(1 - \frac{\sigma_Y (L_e/k)^2}{4\pi^2 E}\right) \qquad (5.6)$$

สำหรับเหล็กโครงสร้างแล้ว จะใช้สูตรของจอห์นสันเมื่ออัตราส่วนความเพรียวมีค่าประมาณ $40 \leq L_e/k \leq 115$

เนื่องจากเส้นกราฟจากสูตรของออยเลอร์และจอห์นสันจะสัมผัสกันที่จุด A ดังรูปที่ 5.4 ซึ่งเรียกว่า จุดเปลี่ยน (transition point) และค่า $L_e/k = 115$ ดังกล่าวมาแล้วก็คือค่าประมาณที่จุด A นี้ เพราะฉะนั้นสำหรับวัสดุอื่น ๆ ที่มีค่า E แตกต่างกันออกไปอีกมาก ก็อาจจะหาจุดเปลี่ยนเพื่อเลือกใช้สูตรที่ถูกต้องได้ โดยการให้ความลาด (slope) ของกราฟที่ได้จากสมการที่ (5.4) และสมการที่ (5.6) เท่ากัน คือ



รูป 5.4 ความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับอัตราส่วนความเพรียว จากสูตรของออยเลอร์และจอห์นสัน

$$\left.\frac{d\,(F/A)}{d\,(L_e/k)}\right|_{\text{ออยเลอร์}} = \left.\frac{d\,(F/A)}{d(L_e/k)}\right|_{\text{จอห์นสัน}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งจะได้จุดเปลี่ยนคือ

$$L_e/k = (2\pi^2 E / \sigma)^{0.5} \quad (5.7)$$

สำหรับสูตรของเสาอื่น ๆ ที่มีอยู่ แต่ไม่เป็นที่นิยมใช้ในการออกแบบเครื่องจักรกลก็คือ สูตรเส้นตรงและสูตรซีแคนต์ (secant formula) จะไม่กล่าวถึงในที่นี้

สมการที่ (5.4) และสมการที่ (5.6) อาจจัดรูปใหม่ได้เป็น

$$\sigma_c = \alpha \frac{F}{A} \quad (5.8)$$

โดยที่ $\alpha = \frac{\sigma_Y (L_e/k)^2}{\pi^2 E}$ สำหรับสูตรของออยเลอร์

$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{\sigma_Y (L_e/k)^2}{4\pi^2 E}}$ สำหรับสูตรของจอห์นสัน

ค่า σ_c นี้เรียกว่า ความเค้นสมมูล (equivalent stress) ซึ่งได้มาจากการให้

$$N = F_C / F = \sigma_Y / \sigma_c$$

และเป็นการบอกถึงความปลอดภัยอีกวิธีหนึ่งว่า ความเค้นที่เกิดขึ้นมีค่าต่ำกว่าความต้านแรงดึงรากเท่าไร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

ความเค้นผสมและทฤษฎีความเค้นเสียหาย

การออกแบบชิ้นงาน เราจะพิจารณาถึงความเค้นดึง ความเค้นกด หรือความเค้นเฉือน อย่างใดอย่างหนึ่งโดยเฉพาะ แต่ทว่ายังมีชิ้นงานอีกเป็นจำนวนมากที่เมื่อรับแรงแล้วทำให้เกิดความเค้นมากกว่าหนึ่งชนิดพร้อมกันในชิ้นส่วนเดียว เพราะฉะนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องสามารถรวมความเค้นเหล่านี้เข้าด้วยกัน เรียกว่า ความเค้นผสม (combined stress) เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณหาขนาดของชิ้นงาน การที่สามารถหาความเค้นผสมได้อย่างเดียวอาจจะไม่มีรากฐานเพียงพอที่จะนำไปใช้อธิบายถึงเหตุที่ชิ้นงานแตกหักหรือเกิดความเสียหายขึ้น ทั้งนี้เพราะความเค้นที่เกิดขึ้นมีหลายชนิดพร้อม ๆ กัน ด้วยเหตุนี้เองจึงมีผู้พยายามตั้งทฤษฎีขึ้นมาใช้อธิบายถึงความเสียหายของชิ้นงาน โดยพยายามเชื่อมโยงเข้ากับสิ่งที่สามารถทดสอบได้ เช่น ความต้านแรงดึง ความต้านแรงดึงคราก หรือความเครียดที่ได้จากการทดสอบแรงดึงของวัสดุอย่างธรรมดา ทฤษฎีเหล่านี้มีอยู่หลายทฤษฎีด้วยกัน ซึ่งเราเรียกว่า ทฤษฎีความเสียหาย

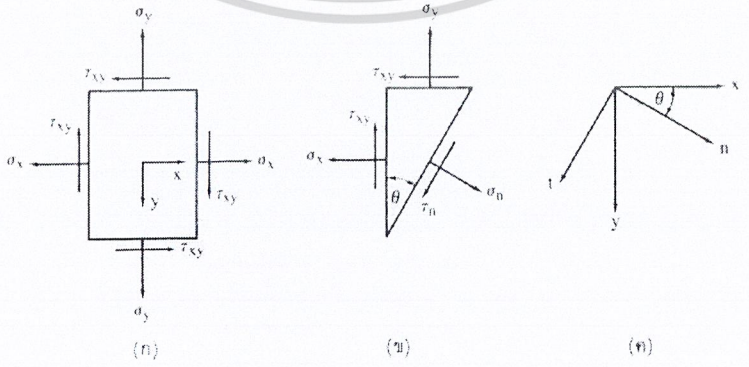
6.1 ความเค้นผสมในระบบความเค้นสองมิติ

ชิ้นงานโดยทั่วไปมี 3 มิติ และความเค้นที่เกิดขึ้นในชิ้นงานก็เป็นแบบ 3 มิติด้วย เนื่องจากรูปร่างของชิ้นงานจะมีความยาวด้านหนึ่งน้อยกว่าอีกสองด้านมาก และความเค้นที่เกิดขึ้นในทิศทางหนึ่งก็มักจะมีขนาดน้อยกว่าในอีกสองทิศทางด้วย ฉะนั้นจึงสามารถสมมติให้ปัญหาทางวิศวกรรมส่วนใหญ่เป็นระบบความเค้นแบบ 2 มิติได้

พิจารณาระบบความเค้นสองมิติบนวัสดุชิ้นเล็ก ๆ รูปสี่เหลี่ยม ดังรูปที่ 6.1 (ก) ถ้าตัดวัสดุชิ้นเล็ก ๆ นี้ด้วยระนาบเอียงทำมุม θ กับแกน y จะมีความเค้นดึง σ_n ตั้งฉากกับหน้าตัดและความเค้นเฉือน τ_n ขนานกับหน้าตัด ดังรูปที่ 6.1 (ข) ถ้าให้วัสดุชิ้นเล็ก ๆ นี้มีความหนาหนึ่งหน่วย รวมแรงในทิศทางของ σ_n และ τ_n ตามหลักกลศาสตร์ จะได้ว่า

$$\sigma_n = \sigma_x \cos^2\theta + \sin^2\theta + \tau_{xy} \sin\theta \cos\theta \qquad (6.1)$$

$$\tau_n = (\sigma_y - \sigma_x) \sin\theta \cos\theta + \tau_{xy} (\cos^2\theta - \sin^2\theta) \qquad (6.2)$$



รูปที่ 6.1 ระบบความเค้นสองมิติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

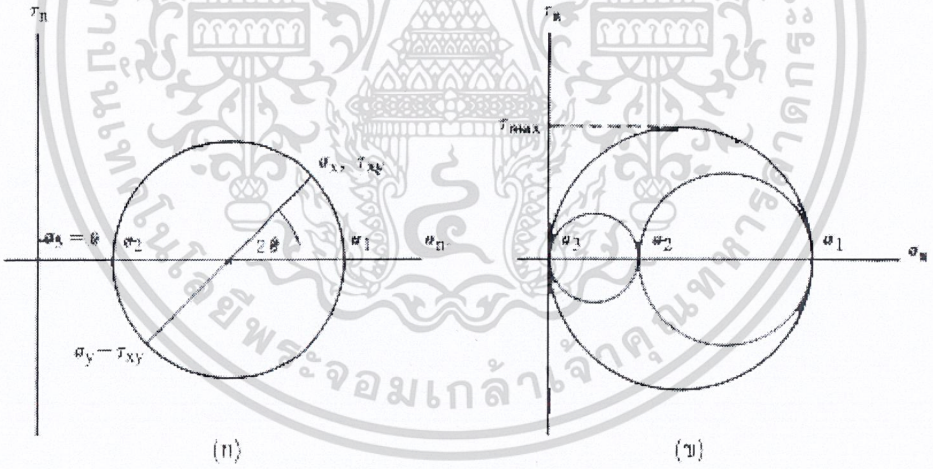
จากกลศาสตร์วัสดุพบว่า เมื่อดิฟเฟอรเรนซิเอต (differentiate) σ_n เทียบกับ θ แล้วให้ผลที่ได้เท่ากับศูนย์ เมื่อแก้สมการหาค่ามุม θ จะได้มุมซึ่งเป็นทิศทางของความเค้นหลัก (principal stress) มุม θ ที่ได้นี้จะมี 2 ค่า เรียกว่า ทิศทางหลัก (principal direction) สมการความเค้นหลักที่ได้จากการกระทำ

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \left(\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right)^{1/2} \qquad (6.3)$$

ดังกล่าวแล้วคือ

ในกรณีนี้ความเค้นหลักค่าที่สามคือ σ_3 มีค่าเท่ากับศูนย์ สมการที่ (6.1) และสมการที่ (6.2) สามารถจะเขียนให้อยู่ในรูปของมุมคู่คือ 2θ ได้ ซึ่งทำให้สร้างรูปหาค่าความเค้นที่มุม θ ต่าง ๆ กันได้ เรียกว่า วงกลมของมอร์ (Mohr's circle) ซึ่งมีวิธีสร้างดังนี้คือ

1. เขียนแกนความเค้นปกติ (ดึงหรือกด) และความเค้นเฉือน
2. กำหนดจุด (σ_x, τ_{xy}) และ $(\sigma_y, -\tau_{xy})$ บนระนาบของ σ_n, τ_n
3. ลากเส้นระหว่างจุดในข้อที่ 2 ตัดแกน σ_n แล้วใช้จุดตัดนี้เป็นจุดศูนย์กลางสำหรับเขียนวงกลม ดังรูปที่ 6.2 (ก)
4. มุม 2θ บนวงกลมของมอร์ วัดตามทิศทางในรูปที่ 6.2 (ก) เทียบกับแกน σ_n ตรงกับมุม θ ที่วัดบนวัสดุชิ้นเล็ก ๆ ในรูปที่ 6.1 (ข) และจุดบนวงกลมนี้แทนค่าความเค้นในระนาบ xy



รูป 6.2 วงกลมของมอร์

ความเค้นหลักคือ จุดที่วงกลมตัดแกน σ_n ในที่นี้มี σ_1 และ σ_2 ส่วน σ_3 มีค่าเท่ากับศูนย์ รูปวงกลมของมอร์ที่สมบูรณ์จะเป็นดังรูปที่ 6.2 (ข) ค่าความเค้นเฉือนสูงสุด τ_{max} ก็คือ รัศมีของวงกลมวงใหญ่ที่สุด หรือ

$$\tau_{max} = \text{ค่าสูงสุดของ} \begin{cases} 0.5 \left| \sigma_1 - \sigma_2 \right| \\ 0.5 \left| \sigma_1 \right| \\ 0.5 \left| \sigma_2 \right| \end{cases} \qquad (6.4)$$

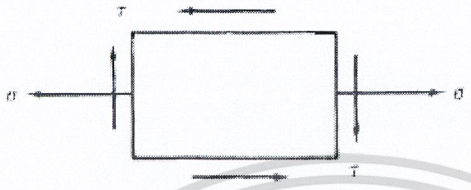
นั่นคือ $\tau_{max} = 0.5 (\sigma_{max} - \sigma_{min})$ (6.5)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในกรณีของรูปที่ 6.1 และจากสมการที่ (6.3) ความเค้น σ_1 หรือ σ_2 อาจจะมีเครื่องหมายต่างกันก็ได้ (เป็นความเค้นดึงและความเค้นกด) ถ้า เป็นบวก σ_1 และ σ_2 เป็นลบ ดังนั้น

$$\tau_{max} = 0.5 (\sigma_1 - \sigma_2) \tag{6.6}$$

ถ้า σ_1 และ σ_2 เป็นบวกทั้งคู่ และ σ_1 มากกว่า σ_2 (6.7)



รูปที่ 6.3 ความเค้นกรณีพิเศษ

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} \pm \left(\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right)^{1/2} \tag{6.8}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \left(\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right)^{1/2} \tag{6.9}$$

อีกกรณีหนึ่งที่อาจพบมากในการออกแบบเครื่องจักรกล ซึ่งเป็นความเค้นกรณีพิเศษดังแสดงในรูปที่ 6.3 ซึ่งจะลดรูปสมการที่ (6.3) เหลือเพียง

จากสมการที่ (6.8) จะเห็นได้ว่า σ_1 และ σ_2 จะมีเครื่องหมายต่างกันอยู่เสมอ ดังนั้นในกรณีเช่นนี้ความเค้นเฉือนสูงสุด คือ

ความเค้นที่ได้กล่าวมาแล้วนี้เกิดจากการรวมความเค้นมากกว่าหนึ่งชนิดเข้าด้วยกัน ทั้งนี้เพื่อใช้เป็นหลักในการคำนวณออกแบบ ความเค้นชนิดนี้จึงมีชื่อเรียกว่า ความเค้นผสม

6.2 ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

การออกแบบ เราได้ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด เพราะว่าทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดเหมาะสำหรับวัสดุเหนียว มีชื่อเรียกอีกอย่างหนึ่งว่าเกณฑ์ของเทรสกา (Tresca's criterion) เป็นทฤษฎีที่นิยมใช้กันมาก เพราะใช้ได้ง่ายและปลอดภัย ทฤษฎีนี้กล่าวว่า วัสดุจะเกิดความเสียหายเมื่อความเค้นเฉือนสูงสุดในวัสดุมีค่าเท่ากับความต้านแรงเฉือนสูงสุดของวัสดุชนิดเดียวกัน ที่ได้จากการทดสอบแรงดึงเมื่อถึงจุดคราก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากกลศาสตร์วัสดุพบว่า ความต้านแรงเฉือนสูงสุดเมื่อวัสดุได้รับแรงดึงจนถึงจุดครากมีค่าเท่ากับ $\sigma_y/2$ และเกิดบนระนาบเอียงทำมุม 45° กับแนวแรงดึงชิ้นทดสอบ ซึ่งตามทฤษฎีนี้จะเริ่มเกิดความเสียหาย เมื่อ τ_{max} ในสมการที่ (6.4) เท่ากับ $\sigma_y/2$ เพราะฉะนั้นสมการที่ต้องนำมาคิดในการออกแบบคือ

$$0.5(\sigma_1 - \sigma_2) = \pm 0.5(\sigma_y/N)$$

หรือ $$0.5\sigma_1 = \pm 0.5(\sigma_y/N)$$

หรือ $$0.5\sigma_2 = \pm 0.5(\sigma_y/N)$$

ซึ่งจัดรูปใหม่ได้เป็น

$$(\sigma_1 - \sigma_2) = \pm(\sigma_y/N) \quad (6.10\text{ ก})$$

$$\sigma_1 = \pm(\sigma_y/N) \quad (6.10\text{ ข})$$

$$\sigma_2 = \pm(\sigma_y/N) \quad (6.10\text{ ค})$$

หรือ $$x - y = \pm 1,\ x = \pm 1,\ y = \pm 1 \quad (6.11)$$

สมการที่ (6.11) สามารถสร้างรูปแสดงขอบเขตของความเค้นที่ยอมให้มีได้ในวัสดุสำหรับชิ้นงานที่ออกแบบ ดังรูปที่

ดังที่ได้กล่าวมาแล้วว่า ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลจำนวนมากจะมีสถานะของความเค้นเป็นกรณีพิเศษ ดังรูปที่ 6.3 ในกรณีนี้ถ้ายอมให้มีความเค้นเฉือนสูงสุด

$$\tau_{max} = \tau_y / N \quad (6.12)$$

แล้วแทนค่า τ_{max} ลงในสมการที่ (6.9) แล้วจัดรูปใหม่จะได้

โดยที่ $\tau_y = \sigma_y/2$ ดังที่ได้กล่าวมาแล้ว

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\tau}{\tau_y}\right)^2 + \left(\frac{\sigma}{\sigma_y}\right)^2\right]^{1/2} \quad (6.13)$$

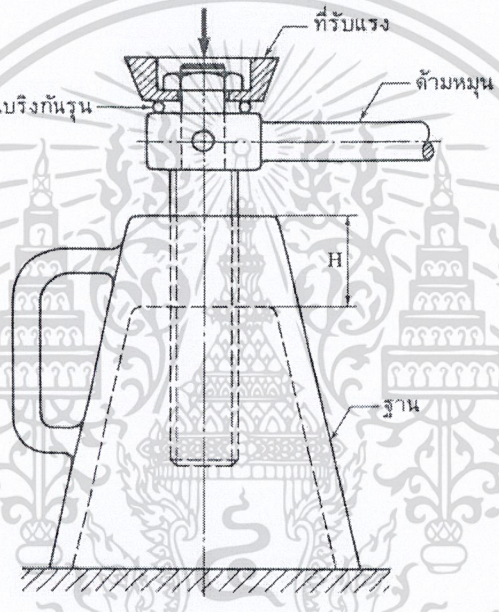
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

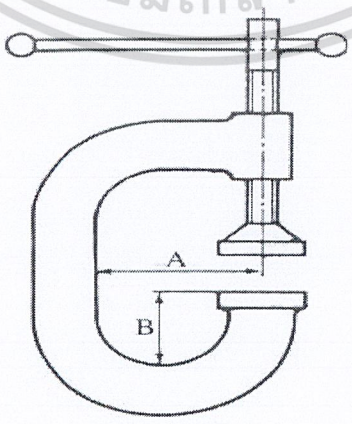
ทฤษฎีสกรูส่งกำลัง (Power Screws)

สกรูส่งกำลัง (Power Screws)

สกรูส่งกำลัง (Power Screws) เป็นชิ้นส่วนที่ใช้ในเครื่องจักรกลมีวัตถุประสงค์หลักๆเพื่อใช้เปลี่ยนการหมุนเป็นการเลื่อนดังนั้นจึงมีชื่อเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า สกรูเลื่อน (translation Screwes) นอกจากจะใช้เปลี่ยนการหมุนเป็นการเลื่อนแล้ว สกรูส่งกำลังยังใช้ในการยกน้ำหนักที่ตัวสกรูรับอยู่อีกด้วย ตัวอย่างของสกรูส่งกำลังที่ใช้ในเครื่องจักรกลต่างๆ ได้แก่ แม่แรง (Screw Jack) สำหรับยกน้ำหนักดังรูปที่ 7.1



รูปที่ 7.1 แม่แรง



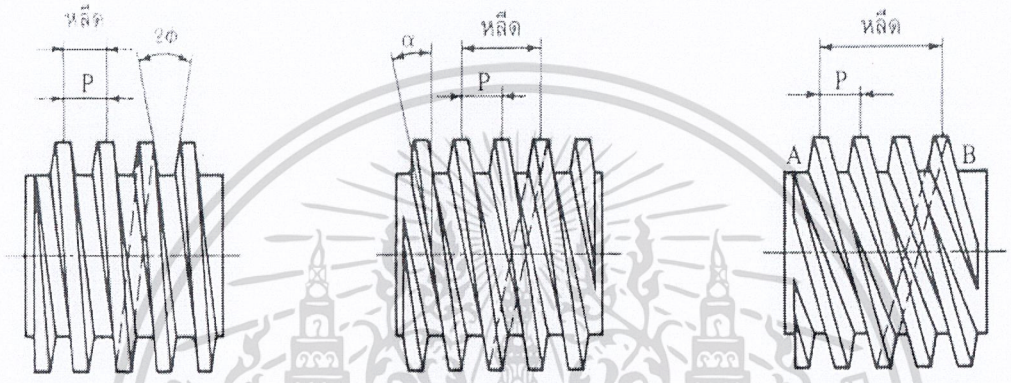
รูปที่ 7.2 ซีแคลมป์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 7.2 แสดงซีแคลมป์ (C-Clamp) สำหรับจับยึดชิ้นงานและสกรูพา (Lead Screw) สำหรับเครื่องกลึง เป็นต้น จากตัวอย่างที่กล่าวมาแล้วจะเห็นได้ว่า การออกแบบหรือเลือกขนาดของสกรูส่งกำลังจะต้องคิดถึงความแข็งแรงของตัวสกรูที่จะรับแรงกดหรือแรงดึง ความสามารถในการรับแรงเฉือนของตัวสกรู ความแข็งแรงและการสึกหรอของเกลียว ตลอดจนกำลังงานที่ต้องการ

7.1 คำจำกัดความ

ก่อนที่จะกล่าวถึงชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง จำเป็นที่จะต้องทำความเข้าใจกับคำจำกัดความบางคำซึ่งจะต้องใช้อยู่เสมอ โดยพิจารณาจากรูปที่ 7.3 ดังต่อไปนี้



รูปที่ 7.3 เกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู

ระยะพิตช์ (Pitch) : P : หมายถึงระยะทางที่วัดตามแนวแกนของสกรูจากจุดหนึ่งบนเกลียวหนึ่งไปยังจุดเดียวกันของเกลียวที่อยู่ถัดไป

หลีด (lead) : le : หมายถึงระยะทางที่สกรูเคลื่อนที่ได้ตามแนวแกนของสกรู ในขณะที่สกรูหมุนไปหนึ่งรอบ ถ้าเป็นสกรูหนึ่งปาก (Single Thread) ระยะของหลีดมีค่าเท่ากับระยะพิตช์ สำหรับสกรูสองปาก (Double Thread) เกลียวจะมีปากคาบระหว่างเกลียวสองเกลียว ดังรูปที่ 7.3(ข) ดังนั้นเมื่อสกรูหมุนไปหนึ่งรอบ การเคลื่อนที่ในแนวแกนของสกรูจึงเป็นสองเท่าของระยะพิตช์ ถ้าสกรูเป็นแบบ n ปาก ระยะของหลีดคือ

$$le = n.P \qquad (7.1)$$

มุมฮีลิกซ์หรือมุมหลีด (Helix or Lead angle) : α : หมายถึงมุมระหว่างระนาบที่สัมผัสกับความเอียงของเกลียวและระนาบที่ตั้งฉากกับแกนของสกรู ถ้าให้ d_m เป็นเส้นผ่าศูนย์กลางเฉลี่ยของสกรู และนำส่วนที่สกรูเคลื่อนที่ไปในขณะที่หมุนหนึ่งรอบมาคลี่ออก ก็จะได้ลักษณะมุมหลีดคือ

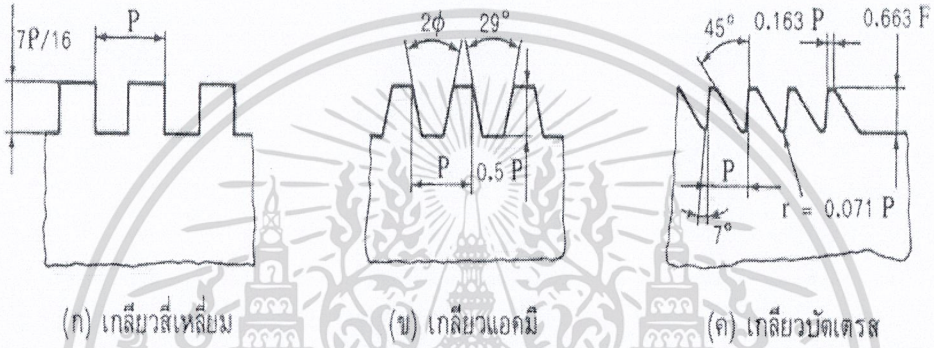
$$\tan \alpha = le / (\pi.d_m) \qquad (7.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เส้นผ่าศูนย์กลางใหญ่เป็นเส้นผ่าศูนย์กลางที่ใหญ่ที่สุดของสกรูส่งกำลัง ซึ่งนับรวมถึงความสูงของเกลียวด้วย ขนาดระบุ (Nominal Size) ของสกรูส่งกำลังจะบอกโดยใช้ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใหญ่เสมอ และเส้นผ่าศูนย์กลางน้อยเป็นเส้นผ่าศูนย์กลางที่เล็กที่สุดของสกรู

7.2 ชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

สกรูส่งกำลังที่ใช้อยู่ในปัจจุบันนี้ส่วนมากจะมีขนาดตามหน่วยระบบอังกฤษ ส่วนเครื่องจักรที่จะผลิตออกมาในอนาคตจะค่อยๆเปลี่ยนแปลงไปใช้ในระบบหน่วยเอสไอ ซึ่งสำหรับสกรูส่งกำลังแล้วรูปร่าง และขนาดของเกลียวจะเป็นไปตามมาตราฐานระหว่างประเทศ ในที่นี้จะกล่าวถึงเกลียวที่มีใช้กันมากในระบบหน่วยอังกฤษและเกลียวที่มีอยู่ตามมาตราฐานระหว่างประเทศเท่านั้น ซึ่งมีหลักๆดังนี้



รูปที่ 7.4 ชนิดของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

7.1.1. เกลียวบัตเตรส (Buttress Thread) เป็นเกลียวที่มีรูปร่างลักษณะเป็นฟันเลื่อยดังในรูปที่ 7.4 (ค) เกลียวชนิดนี้มีความแข็งแรงมากกว่าเกลียวอีกสองชนิดที่จะกล่าวต่อไป แต่จุดมุ่งหมายก็เพื่อที่จะใช้รับแรงในทิศทางเดียว จึงไม่เหมาะสมที่จะนำมาใช้สำหรับโปรเจคนี้ เนื่องจากเกลียวชนิดนี่มีใช้ไม่มากนัก ดังนั้นจึงมิได้มีการกำหนดกำหนดขนาดเป็นมาตราฐาน ค่าในตารางที่ 19 เป็นเพียงค่าที่แนะนำให้ทดลองใช้เท่านั้น

7.1.2. เกลียวแอคมี (Acme Thread) หรือเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู เป็นเกลียวที่มีการใช้งานมาเป็นเวลานานที่สุด รูปร่างของเกลียวเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู โดยมีมุมของเกลียว (Thread Angle) 2ϕ เท่ากับ 29° ดังในรูปที่ 7.4(ข) ประสิทธิภาพของเกลียวชนิดนี้มีน้อยกว่าเกลียวสี่เหลี่ยม

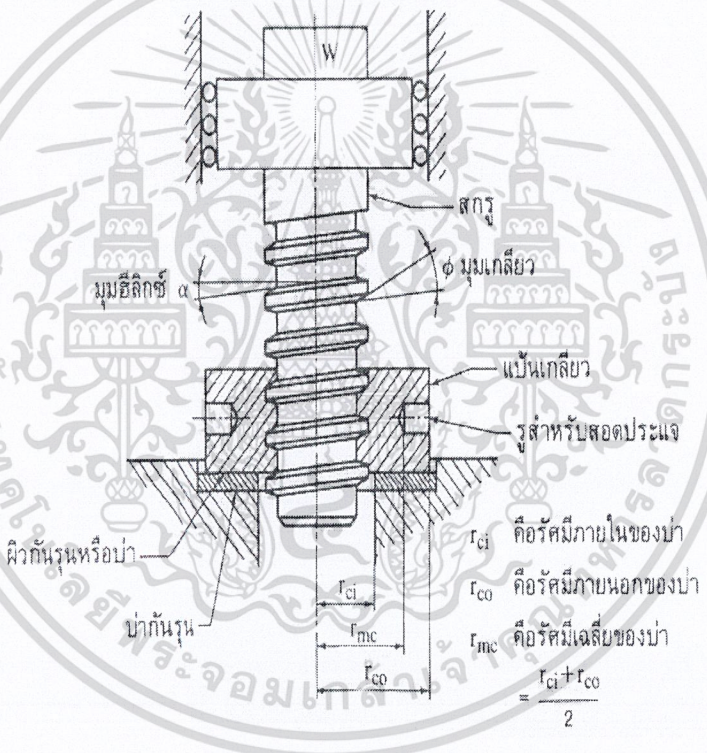
7.1.3. เกลียวสี่เหลี่ยม (Square Thread) เป็นเกลียวชนิดที่มีประสิทธิภาพสูงสุดในจำพวกเกลียวของสกรูส่งกำลัง ซึ่งเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า เกลียวเซลเลอร์ (Sellers' Thread) โดยมีลักษณะของเกลียวดังรูปที่ 7.4(ก) แต่เนื่องจากการตัดเกลียวสี่เหลี่ยมผืนผ้านี้ทำได้ยากและค่าใช้จ่ายสูงจึงมีการนำมาใช้งานน้อยลง ดังนั้นเกลียวชนิดนี้จึงมิได้มีการทำเป็นมาตราฐานทั่วไป ตารางที่ 19 แสดงขนาดของสกรูส่งกำลังแบบเกลียวสี่เหลี่ยม ซึ่งจะนำมาประกอบกับการเลือกใช้ได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากความเหมาะสมกับการใช้งานจริงกับเครื่องจัดเก็บขยะบรรจุภัณฑ์ประเภทกระป๋องน้ำอัดลม เราจึงเลือกใช้เกลียวชนิดเกลียวสี่เหลี่ยม ซึ่งต่อไปจะขอกล่าวเกี่ยวกับทฤษฎีของเกลียวชนิดเกลียวสี่เหลี่ยมเท่านั้น

7.3 โมเมนต์บิดสำหรับหมุนสกรูส่งกำลัง

พิจารณาสกรูส่งกำลังดังรูปที่ 7.5 ซึ่งมีมุมฮีลิกซ์ α องศา และมุมเกลียวของสกรู ϕ องศา ในการยกน้ำหนัก W ขึ้นลง ทำได้โดยการหมุนแป้นเกลียวซึ่งตั้งอยู่บนที่รองรับ เรียกว่า บ่า(collar)สมมติให้แรง F ที่ใช้ยกน้ำหนักขึ้นการทำอยู่บนเกลียวที่มีรัศมีเฉลี่ยของสกรู $r_m = (r_o + r_i)/2$ ณ ตำแหน่ง o ดังรูปที่ 7.6 ในขณะที่ยกน้ำหนักขึ้นจะมีแรงเสียดทาน F_f กระทำบนผิวหน้าของเกลียวด้านการเคลื่อนที่ของสกรู



รูปที่ 7.5 ตัวอย่างการใช้สกรูส่งกำลังเป็นแม่แรง

โดยที่ F_n คือ แรงปฏิกิริยาซึ่งมีทิศตั้งฉากกับผิวหน้าของเกลียว

OA คือ เวกเตอร์ของแรงที่มีขนาดเท่ากับน้ำหนัก แต่ทิศทางตรงข้าม

OB คือ เวกเตอร์ของแรงรวมระหว่างแรง และ

F_s คือ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวหน้าของเกลียวและแป้นเกลียว

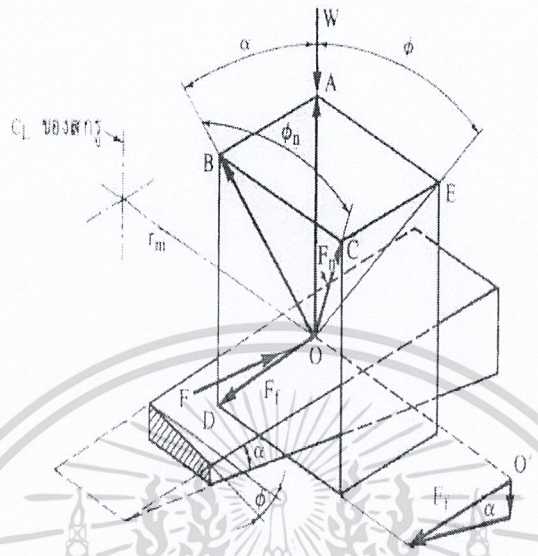
รวมแรงในแนวดิ่งจะได้

$$F_n \cos \phi_n \cos \alpha = W + F_f \sin \alpha$$

แต่ $F_f = f_s F_n$ แทนค่าลงในสมการข้างบนนี้จะได้ว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$F_n = \frac{W}{\cos\alpha \cos\phi_n - f_s \sin\alpha} \qquad (7.3)$$



รูปที่ 7.6 แผนภาพแรงปฏิกิริยาบนเกลียวเนื่องจากการยกน้ำหนัก W

ในการหาโมเมนต์บิดที่เกิดจากการใช้แรง F เพื่อยกน้ำหนักขึ้น ให้รวมโมเมนต์รอบแกนกลางของสกรู

$$T_R = Fr_m = r_m(F_f \cos\alpha + F_n \cos\phi_n \sin\alpha)$$

$$T_R = r_m(f_s F_n \cos\alpha + F_n \cos\phi_n \sin\alpha)$$

แทนค่า F_n จากสมการที่(7.3)ลงในสมการข้างบน และให้ d_mแทนเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของสกรู จะได้โมเมนต์บิดที่ใช้ในการยกน้ำหนัก(สำหรับสกรูเกลียวสี่เหลี่ยมคางหมู d_m ก็คือเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ d_2

$$T_R = \frac{Wd_m}{2}\left(\frac{f_s \cos\alpha + \cos\phi_n \sin\alpha}{\cos\phi_n \cos\alpha - f_s \sin\alpha}\right)$$

หรือ

$$T_R = \frac{Wd_m}{2}\left(\frac{f_s + \cos\phi_n \tan\alpha}{\cos\phi_n - f_s \tan\alpha}\right) \qquad (7.4)$$

ในการใช้สมการที่(7.4)จำเป็นที่จะต้องทราบมุม ϕ_n ซึ่งสามารถหาได้โดยพิจารณารูปที่ 7.6 ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\tan \phi_n = BC / OB$$

แต่ $$BC = AE \quad OA \tan\phi = OB \cos \alpha \tan\phi$$

เพราะฉะนั้น $$\tan \phi_n = \cos \alpha \tan\phi \qquad (7.5)$$

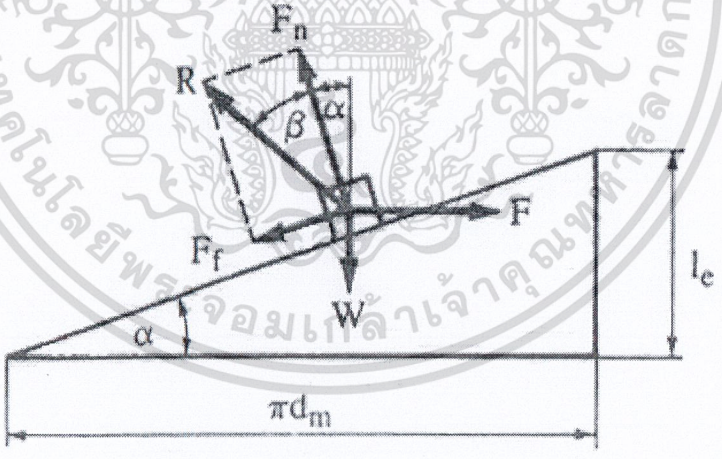
โดยปกติแล้วมุมฮีลิกซ์ α จะมีค่าน้อย(ประมาณ 2 °ถึง 6°) ดังนั้นค่าของ $\cos \alpha$ จึงเกือบเท่ากับ 1 ฉะนั้นเพื่อความสะดวกในการคำนวณทั่ว ๆ ไปจึงอนุญาตให้ใช้ $\phi_n = \phi$ ได้ ซึ่งทำให้เขียนสมการที่ (7.4) ใหม่ได้เป็น

$$T_R = \frac{Wd_m}{2}\left(\frac{f_s + \cos \phi \tan \alpha}{\cos \phi - f_s \tan \alpha} \right) \qquad (7.6)$$

ในกรณีของสกรูส่งกำลังที่มีเกลียวสี่เหลี่ยม มุม $\phi = 0$ จากสมการที่(7.6) จะได้โมเมนต์บิดที่ใช้ยกน้ำหนัก W เท่ากับ

$$T_R = \frac{Wd_m}{2}\left(\frac{f_s + \tan \alpha}{1 - f_s \tan \alpha} \right) \qquad (7.7)$$

ถ้าพิจารณาจากรูปที่ 7.6 จะเห็นได้ว่าในกรณีของเกลียวสี่เหลี่ยม แรง F_n จะเท่ากับ OB ซึ่งถ้าให้นำเกลียวจำนวนหนึ่งรอบมาคลี่ออกแล้วจะได้ระบบของแรงที่เห็นได้ชัดเจนกว่าดังรูปที่ 7.7 โดยที่มุม β เรียกว่า มุมความเสียดทาน ซึ่ง $\tan \beta = f_s$



รูปที่ 7.7 แรงปฏิกิริยาบนเกลียวสี่เหลี่ยม

เมื่อรวมแรงในแนวดิ่งและแนวระดับจะได้

$$W = R \cos(\alpha + \beta)$$

$$F = R \sin (\alpha + \beta)$$

หรือ $$F = W \tan (\alpha + \beta)$$

ดังนั้น $$T_R = Fd_m /2 = Wd_m \tan (\alpha + \beta) /2$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= \frac{Wd_m}{2}\left(\frac{\tan\beta + \tan\alpha}{1 - \tan\beta + \tan\alpha}\right)$$

หรือ

$$T_R = \frac{Wd_m}{2}\left(\frac{f_s + \tan\alpha}{1 - f_s \tan\beta}\right) = \frac{Wd_m}{2}\tan(\alpha + \beta)$$

ซึ่งเหมือนกับสมการที่(7.7)ที่ได้หามาแล้ว

ในการหมุนสกรูเพื่อยกน้ำหนักลงแรง F และ F_f ดังรูปที่ 7.6 จะกลับทิศทาง การหาสูตรก็ทำได้ในทำนองเดียวกันกับการยกน้ำหนักขึ้น ซึ่งจะได้สมการดังนี้ คือ

สำหรับสกรูที่มีมุมเกลียว ϕ องศา

$$T_L = \frac{Wd_m}{2}\left(\frac{f_s - \cos\phi\tan\alpha}{\cos\phi + f_s\tan\alpha}\right) \qquad (7.8)$$

สำหรับเกลียวสี่เหลี่ยม

$$T_L = \frac{Wd_m}{2}\tan(\alpha + \beta) = \frac{Wd_m}{2}\left(\frac{f_s - \tan\alpha}{1 + f_s\tan\beta}\right) \qquad (7.9)$$

นอกจากแรงที่กระทำต่อสกรูส่งกำลังดังที่ได้กล่าวมาแล้ว สกรูในรูปที่ 7.5 ยังมีแรงเสียดทานที่บ่ารองรับอีกด้วย แรงเสียดทานนี้ทำให้ต้องใช้แรงหรือโมเมนต์บิดในการยกน้ำหนักขึ้นหรือลงมากขึ้น ถ้าให้ f_C แทนสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวหน้าของบ่ารองรับและแป้นเกลียว แรงเสียดทานจะมีค่าเท่ากับ

$$F_C = f_C W$$

ถ้าสมมติให้แรงเสียดทานกระทำที่รัศมีเฉลี่ยของบ่ารองรับ r_{mc} โมเมนต์บิดที่ต้องใช้เพื่อเอาชนะความเสียดทานนี้ คือ

$$T_{fc} = r_{mc} f_C W$$

ดังนั้นจากสมการที่(7.6) ถึงสมการที่(7.9) โมเมนต์บิดที่ต้องใช้ในการยกน้ำหนักขึ้นหรือลงสำหรับสกรูส่งกำลังที่มีมุมเกลียว ϕ และ 0 องศา คือ

มุมเกลียว ϕ องศา ;

$$T_R = \frac{Wd_m}{2}\left(\frac{f_s + \cos\phi\tan\alpha}{\cos\phi - f_s\tan\alpha}\right) + r_{mc} f_C W \qquad (7.10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มุมเกลียว 0 องศา (เกลียวสี่เหลี่ยม) ;

$$T_L = \frac{Wd_m}{2}\left(\frac{f_s + \tan\alpha}{1 - f_s \tan\alpha}\right) + r_{mc} f_C W \qquad (7.11)$$

มุมเกลียว ϕ องศา ;

$$T_L = \frac{Wd_m}{2}\left(\frac{f_s - \cos\phi \tan\alpha}{\cos\phi + f_s \tan\alpha}\right) + r_{mc} f_C W \qquad (7.12)$$

มุมเกลียว 0 องศา (เกลียวสี่เหลี่ยม) ;

$$T_L = \frac{Wd_m}{2}\left(\frac{f_s - \tan\alpha}{1 + f_s \tan\alpha}\right) + r_{mc} f_C \qquad (7.13)$$

ในกรณีที่ใช้แบริ่งลูกปืนกันรุน (ball thrust bearing) รองรับแทนบ่ารองรับ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าน้อยมาก ซึ่งทำให้ไม่ต้องคิดถึงค่า $r_{mc} f_C W$ ในสมการที่(7.10) ถึงสมการที่ (7.13) ก็ได้

7.4 การออกแบบสกรูส่งกำลัง

การคำนวณหาความเค้นในส่วนต่าง ๆ ของสกรูส่งกำลังโดยใช้สมการเบื้องต้นดังที่ได้กล่าวมาแล้วในบทก่อนเป็นการประมาณค่าของความเค้นที่เกิดขึ้นเท่านั้น ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับการขบกันระหว่างเกลียวของสกรูและแป้นเกลียว ตลอดจนการกระจายของแรงบนเกลียวว่าจะเข้าใกล้กับสภาพที่ได้สมมติเอาไว้เพียงใด เกลียวที่อยู่ใกล้กับน้ำหนักอาจจะรับแรงมากกว่าเกลียวที่อยู่ห่างออกไป ความหลวมระหว่างสกรูและแป้นเกลียวอาจทำให้แรงกระจายไม่สม่ำเสมอ หรือการโก่งของเกลียวอาจทำให้เกลียวบางเกลียวรับแรงมากเกินไป เป็นต้น แต่สิ่งเหล่านี้เป็นสิ่งที่ไม่อาจจะทราบได้อย่างแน่นอน ดังนั้นการคำนวณความเค้นในสกรูก็ยังถือหลักการที่ได้ใช้มาแล้วในบทก่อน ในการออกแบบควรจะคิดถึงสิ่งต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

7.4.1 ความเค้นวิกฤต(critical or bucking stress) ในการคำนวณหาขนาดของสกรูที่รับแรงกดแต่เพียงอย่างเดียว ถ้าเป็นสกรูสั้นก็สามารถที่จะใช้สมการของความเค้นกด

$$\sigma_C = W / A_r \qquad (7.14)$$

เนื่องจากฟันเกลียวก็จะช่วยรับแรงนี้ด้วย ดังนั้นพื้นที่รับแรง A_r ก็ควรจะมีขนาดใหญ่กว่าพื้นที่ซึ่งคิดที่เส้นผ่านศูนย์กลางน้อย ซึ่งอาจจะประมาณได้ว่าควรจะเป็นเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยและเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ เพื่อความสะดวกในการคำนวณจึงขอแนะนำให้ใช้พื้นที่ของเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำว่าสกรูสั้นในที่นี้หมายถึง สกรูซึ่งมีอัตราส่วนความเพรียว $L_e/k < 40$ ถ้าหากสกรูมีอัตราส่วนความเพรียวมากกว่านี้ สกรูอาจจะเกิดการโก่งงอขึ้นได้ก่อนที่ความเค้นจะถึงค่าที่กำหนดเอาไว้ก็ได้ ในกรณีเช่นนี้การออกแบบสกรูต้องใช้สูตรของเสาแทนสมการที่ (7.14)

สำหรับสกรูที่มีความยาวปานกลางให้ใช้สูตรของจอห์นสัน

$$W = \frac{A_r \sigma_y}{N}\left(1 - \frac{\sigma_y (L_e/k)^2}{4\pi^2 E}\right) \qquad 40 < L_e/k < 110 \qquad (7.15)$$

สำหรับสกรูยาวให้ใช้สูตรของออยเลอร์

$$W = \frac{\pi^2 EI}{N L_e^2} \qquad L_e/k > 110 \qquad (7.16)$$

ถ้าวัสดุที่ใช้ทำตัวสกรูไม่ใช่เหล็กกล้า ค่าของความเพรียวที่แบ่งระหว่างการใช้สูตรออยเลอร์และจอห์นสันจะคำนวณได้จากสมการ

$$\frac{L_e}{k} = \left(\frac{2\pi^2 E}{\sigma_y}\right)^{1/2} \qquad (7.17)$$

7.4.2 ความเค้นผสม ถ้าสกรูยาวไม่มากนักก็จะไม่เกิดการโก่งงอขึ้นเมื่ออยู่ภายใต้แรงกดหรือในบางกรณีสกรูส่งกำลังอาจจะใช้รับแรงดึงก็ได้ นอกจากนี้แล้วก็ยังมีความเค้นเฉือนอันเนื่องมาจากการบิดของสกรูอีกด้วย การคำนวณในกรณีเช่นนี้ต้องใช้ความเค้นผสมซึ่งมีอยู่หลายทฤษฎีดังที่ได้กล่าวมาแล้วในบทก่อน สำหรับทฤษฎีที่ปลอดภัยและใช้ได้ง่ายก็คือ ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดซึ่งได้กล่าวไว้แล้วในทฤษฎีบทที่ 6

โดยที่ $\tau_y = \sigma_y/2$ ดังที่ได้กล่าวมาแล้ว
ซึ่งมีสมการเป็น

$$\tau_d = \left(\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2\right)^{1/2} \qquad (7.18)$$

โดยที่ τ_d เป็นค่าความเค้นเฉือนใช้งาน และ

$$\tau = T_r/J = 16T/\pi d_r^3$$

โดยที่ d_r คือเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการใช้ทฤษฎีนี้กับตัวสกรู ผู้เขียนขอแนะนำให้ใช้ $\tau_y = 0.6\sigma_y$ แทนที่จะใช้ $\tau_y = 0.5\sigma_y$ ดังเช่นที่กล่าวไว้ในทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด ทั้งนี้เป็นเพราะเกลียวของสกรูก็จะช่วยในการรับแรงด้วย แต่มิได้นำมาคิดในการหาความเค้นในตัวสกรู

7.4.3 ความเค้นอัด ความเค้นอัดในที่นี้ หมายถึงความเค้นที่เกิดจากการที่ผิวหน้าของฟันเกลียวของตัวสกรูอัดกับผิวหน้าของฟันเกลียวของแป้นเกลียวหรือส่วนที่เป็นเกลียวตัวเมีย ดังรูปที่ 7.5 ในการคำนวณหาความเค้นอัดนี้ให้ใช้พื้นที่ภาพฉายของเกลียวส่วนที่อัดกันอยู่ ถ้าจำนวนเกลียวดังกล่าวนี้เท่ากับ n เกลียวพื้นที่นี้คือ

$$A = \frac{\pi}{4}\left(d^2 - d_r^2\right)n \tag{7.19}$$

ดังนั้นความเค้นอัด $\sigma_y = \dfrac{4W}{\pi\left(d^2 - d_r^2\right)n}$ (7.20)

7.4.4 ความเค้นเฉือนในฟันเกลียว นอกจากความเค้นต่าง ๆ ที่ได้กล่าวมาแล้ว ในฟันเกลียวยังเกิดความเค้นดัดและความเค้นเฉือนที่โคนฟันเกลียวอีกด้วย เนื่องจากความสูงของฟันเกลียวมีค่าน้อย ดังนั้นโมเมนต์ดัดที่โคนฟันเกลียวจึงมีค่าน้อยด้วย ฉะนั้นเกลียวส่วนมากจึงทนต่อความเค้นดัดได้ ส่วนความเค้นเฉือนอาจจะมีค่ามาก จากทฤษฎีกลศาสตร์วัสดุ ความเค้นเฉือนสูงสุด สำหรับพื้นที่หน้าตัดที่รับแรงเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าเท่ากับ

$$\tau = \frac{3W}{2A}$$

ให้ b เป็นความหนาของโคนฟันเกลียว ดังนั้นพื้นที่รับแรงเฉือน

$$A = \pi d_r bn$$

เพราะฉะนั้น $\tau = \dfrac{3W}{2\pi d_r bn}$ (7.21)

ค่า d_r นี้ต้องเลือกใช้ที่โคนฟันเกลียวของสกรูหรอแป้นเกลียว แล้วแต่จะตรวจสอบที่ส่วนไหน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 8
โซ่ส่งกำลัง

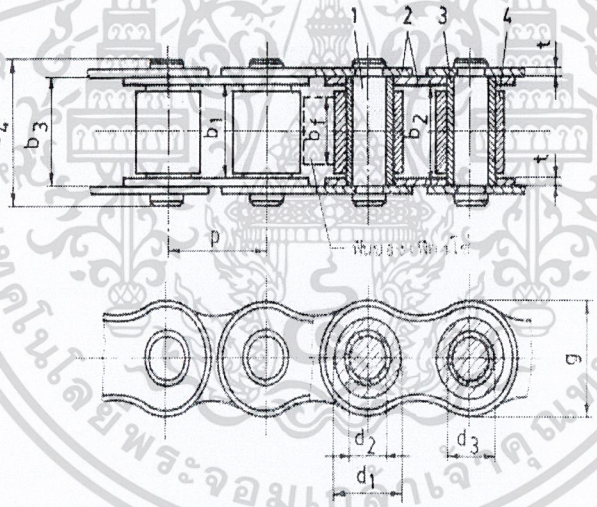
8.1 การคำนวณหาขนาดโซ่

การคำนวณหาขนาดของโซ่ เราต้องพิจารณาถึงแรงต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นในโซ่ส่งกำลัง รวมทั้งความเค้นที่เกิดขึ้นตามชิ้นส่วนต่าง ๆ ในโซ่ส่งกำลัง ส่วนในทางปฏิบัติการคำนวณหาขนาดโซ่มักจะใช้วิธีเลือกขนาดโซ่จากแค็ตตาล็อกของบริษัทผู้ผลิตโซ่ โดยทำตามคำแนะนำในแค็ตตาล็อกนั้น ซึ่งจะได้กล่าวถึงต่อไป หลังจากที่เลือกขนาดโซ่ได้แล้ว อาจตรวจสอบว่าโซ่จะใช้งานได้หรือไม่ด้วยสมการ

$$F = \frac{F_b}{N_b} \qquad (8.1)$$

โดยที่ F_b = แรงแตกหักน้อยที่สุดของโซ่

N_b = ค่าความปลอดภัยซึ่งควรมีค่าระหว่าง 7 ถึง 15



รูปที่ 8.1 ลักษณะโซ่โรเล่อร์

แรงต่าง ๆ รวมทั้งความเค้นที่เกิดขึ้นตามส่วนต่าง ๆ ภายในโซ่ที่เราต้องพิจารณา ในการคำนวณออกแบบ

8.1.1 แรงในแนวสัมผัส

ในการส่งกำลัง ถ้าโซ่รับแรงสม่ำเสมอและเฟืองโซ่หมุนด้วยความเร็วคงที่ โซ่จะเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่ v และมีแรงในแนวเส้นสัมผัส F_t ซึ่งจะหาค่าได้จากกำลังที่ส่ง W_p หรือโมเมนต์บิดที่ต้องการส่ง T

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเร็วของโซ่หาได้จาก

$$v = \pi dn = P_C \cdot z \cdot n \approx P \cdot z \cdot n \qquad (8.2)$$

ดังนั้นแรงในแนวเส้นสัมผัส

$$F_t = \frac{W_P}{v} \qquad (8.3)$$

หรือ

$$F_t = \frac{2\pi nT}{V} = \frac{2\pi nT}{Pzn} = \frac{2\pi T}{Pz} = \frac{2T}{d}$$

โดยที่ F_t = แรงในแนวสัมผัส

W_P = กำลังงาน

T = โมเมนต์บิด

v = ความเร็วขอบของเฟืองโซ่

z = จำนวนฟันของเฟืองโซ่

n = ความเร็วรอบของเฟืองโซ่

8.1.2 แรงดึงชั้นต้น

แรงดึงชั้นต้นในโซ่ด้านหย่อนที่เหมาะสมควรมีค่าเท่ากับแรงที่เหลืออยู่ในโซ่ด้านหย่อน (คือแรง F_{L4}ในรูปที่ 8.1) ซึ่งสามารถคำนวณหาค่าได้ คือ

$$h = F_{L2} \sin 2\alpha = F_{N2} \sin \gamma$$

และ $F_{L1} = F_{L2} \cos 2\alpha + F_{N2} \cos \gamma$

ดังนั้น

$$F_{L1} = F_{L2}\left(\cos 2\alpha + \frac{\sin 2\alpha \cos \gamma}{\sin \gamma}\right)$$

$$= F_{L2} \frac{\sin(2\alpha + \gamma)}{\sin \gamma} \qquad (8.4)$$

และ

$$F_{L2} = F_{L1} \frac{\sin \gamma}{\sin(2\alpha + \gamma)} = F_{L1} \frac{\sin \gamma}{\sin\left(\frac{360}{z} + \gamma\right)} \qquad (8.5)$$

ถ้าให้ z_b เป็นจำนวนฟันทั้งหมดในส่วนโค้งสัมผัสระหว่างโซ่กับเฟืองโซ่ ดังนั้นแรงที่เหลืออยู่ในโซ่จะเท่ากับ

$$F_i = F_t\left(\frac{\sin \gamma}{\sin\left(\frac{360}{z} + \gamma\right)}\right)^{z_b} \qquad (8.6)$$

โดยที่ F_i = แรงดึงชั้นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อให้ β เป็นมุมสัมผัส จะได้ว่า

$$z_b = \frac{\beta z}{360}$$

ในทางปฏิบัติแรงที่เหลืออยู่นี้มีค่าน้อยมาก ตัวอย่างเช่น ถ้ามุมสัมผัส $\beta = 120^\circ$, $\gamma = 15^\circ$ และ $z = 19$ F_i จะเท่ากับ 0.76% ของ F_t และถ้า $z = 11$: F_i จะเท่ากับ 2.12% ของ F_t

8.1.3 แรงหนีศูนย์กลาง

ในขณะส่งกำลังที่ข้อต่อของโ.ซ่จะมีแรงหนีศูนย์กลางในแนวรัศมีของเฟืองโซ่ F_C ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$F_C = mr\omega^2 = mv^2/r = w.v^2 . 2 \sin \alpha \quad (8.7)$$

โดยที่ F_C = แรงหนีศูนย์กลางในแนวรัศมี

w = น้ำหนักโซ่ต่อความยาว 1 m

และความยาวโซ่ $\approx 2r . \sin \alpha$

เมื่อแยกแรงนี้ออกเป็นแรงย่อยในแนวของข้อต่อโซ่ F_{ct} จะได้ว่า

$0.5 F_C / F_{Ct} = \sin \alpha$

ดังนั้น $F_{Ct} = F_C / 2 \sin \alpha = w.v^2 /g \quad (8.8)$

8.2 การเลือกใช้โซโรลเล่อร์ในทางปฏิบัติ

8.2.1 โซ่โรลเล่อร์

ในการเลือกขนาดโซ่จะต้องทราบข้อมูลดังต่อไปนี้ คือ

ก. กำลังงานที่ต้องการส่งเป็น kW

ข. ความเร็วรอบของเพลาขับและเพลาตามเป็น rpm

ค. การใช้งาน เช่น ชนิดของอุปกรณ์ขับและอุปกรณ์ที่ต้องการขับ

จากข้อมูลดังกล่าวนี้ จึงเริ่มต้นการเลือกขนาดโซ่ตามขั้นตอนดังนี้คือ

8.2.2 การหาจำนวนฟันของพิเนียน (คือจำนวนฟันบนเฟืองโซ่เล็ก)

เพื่อให้โซ่มีอายุใช้งานได้สูงสุด ทำงานได้อย่างราบรื่น และมีสมรรถนะที่อำนวยประโยชน์ที่สุด การหาจำนวนฟันบนพิเนียน ควรพิจารณาสิ่งต่อไปนี้

8.2.2.1 ในการขับส่วนมากจะใช้จำนวนพิตซ์ของโซ่เป็นเลขคู่ และใช้พิเนียนที่มีฟันเป็นเลขคี่ เพื่อให้แน่ใจว่าโซ่และฟันบนพิเนียนจะเกิดการสึกหรออย่างสม่ำเสมอ

8.2.2.2 โดยทั่วไป ถ้าเป็นการขับอย่างสม่ำเสมอพิเนียนไม่ควรมีฟันน้อยกว่า 17 ฟัน เนื่องจากว่าโซ่จะวางตัวบนพิเนียนในลักษณะของรูปหลายเหลี่ยม ทำให้ความเร็วในการเคลื่อนที่เปลี่ยนแปลงตลอดเวลา ซึ่งผลที่เกิดขึ้นนี้จะน้อยมากเมื่อพิเนียนมีจำนวนฟันมากขึ้น นั่นคือเมื่อมากกว่า 17 ฟัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8.2.2.3 ถ้ามีการกระตุกเล็กน้อยควรใช้พิเนียนที่มีจำนวนฟันอย่างน้อย 23 ฟัน

8.2.2.4 พิเนียนควรผ่านกรรมวิธีทางความร้อน ให้มีความแข็ง HV10-550

8.2.3 ตัวประกอบใช้งาน สำหรับโซ่เพื่อใช้ประกอบในการเลือกขนาดโซ่ ซึ่งจะแบ่งออกเป็น 3 กลุ่ม ตามลักษณะของการใช้งาน

กลุ่มที่ 1 แรงกระทำสม่ำเสมอ เช่น

เครื่องกวนและเครื่องผสมของเหลว กึ่งของเหลว

เตรื่องกำเนิดไฟฟ้า

เครื่องเป่าแบบหอยโข่ง (centrifugal blower) และพัดลมขนาดเล็ก

เครื่องอัดอากาศแบบหอยโข่ง

อุปกรณ์ลำเลียง ลิฟท์ บรรไดเลื่อน

เครื่องจักรในอุตสาหกรรมอาหารและเครื่องดื่ม เช่น

เครื่องบรรจุขวด เครื่องบรรจุกระป๋อง

เครื่องสูบแบบหอยโข่ง แบบเฟือง แบบโรตารี่

เครื่องพิมพ์

เครื่องจักรกลงานไม้ชนิดงานละเอียด

ตัวประกอบใช้งานในกลุ่มนี้ดูได้จากตารางที่ 4

กลุ่มที่ 2 แรงกระทำที่มีการกระตุกปานกลาง เช่น

เครื่องกวนและเครื่องผสมของเหลวกับของแข็ง หรือของผสมที่มีความหนาแน่นเปลี่ยนแปลง

เครื่องเป่าแบบหอยโข่งความดันสูง พัดลมในงานอุตสาหกรรมขนาดใหญ่

เครื่องม้วนสายเคเบิล (cable reels)

เครื่องผสมซีเมนต์

เครื่องอัดอากาศแบบลูกสูบ ที่มีลูกสูบตั้งแต่สามลูกสูบขึ้นไป

อุปกรณ์ลำเลียง และลิฟท์ ที่มีอัตราการลำเลียงไม่สม่ำเสมอ

ปั้นจั่น และรอกขนาดใหญ่

เครื่องจักรในอุตสาหกรรมอาหารและเครื่องดื่ม เช่น เครื่องผสมแป้ง เครื่องบด เครื่องหั่น

เครื่องซักผ้า

เครื่องมือกล เช่น เครื่องรีด เครื่องกลึงและเครื่องกัด

เครื่องอัด เครื่องตัดกว้าน

เครื่องที่ใช้ผลิตกระดาษ เช่น เครื่องผสมเยื่อกระดาษ เครื่องรีดกระดาษ

เครื่องสูบแบบลูกสูบ ที่มีลูกสูบตั้งแต่สามลูกสูบขึ้นไป

เตาเผาแบบหมุน (rotary kiln)

เครื่องรีดโลหะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องทอผ้า
เครื่องจักรกลงานไม้ เช่น เครื่องเลื่อยไม้

ตัวประกอบใช้งานในกลุ่มนี้ดูได้จากตารางที่ 5 และ 6

กลุ่มที่ 3 แรงกระทำมีการกระตุกมาก เช่น
เครื่องกำเนิดไฟฟ้า เช่น เครื่องเชื่อมไฟฟ้า
เครื่องผลิตก๊อนอิฐ
เครื่องจักรกลในโรงงานน้ำตาล
เครื่องยกรถ และลากรถ
เครื่องบดซีเมนต์
เครื่องอัดอากาศแบบลูกสูบ ที่มีลูกสูบหนึ่งหรือสองลูกสูบ
อุปกรณ์ลำเลียง ลิฟท์ แบบเลื่อนไปกลับ และแบบเขย่า
เครื่องบดหิน
เครื่องขุด และเครื่องตักดิน
เครื่องมือกล เช่น เครื่องไส
เครื่องจักรกลในเหมืองแร่
เครื่องสูบน้ำมัน
เครื่องผลิตกระดาษ เช่น เครื่องบดเยื่อกระดาษ
เครื่องบดถ่านหิน
เครื่องสูบแบบลูกสูบ ที่มีลูกสูบหนึ่งหรือสองลูกสูบ
เครื่องรีดโลหะ

ตัวประกอบใช้งานในกลุ่มนี้ดูได้จากตารางที่ 8

8.2.4 คำนวณหาอัตราทดที่ต้องการได้จาก อัตราทด

$$m_\omega = \frac{\text{ความเร็วรอบของเพลารอบสูง}}{\text{ความเร็วรอบของเพลารอบต่ำ}} = \frac{n_1}{n_2}$$

คำนวณหาจำนวนฟันบนเฟืองโซ่ใหญ่ โดยการคูณจำนวนฟันบนพิเนียนด้วยอัตราทด ถ้าจำนวนฟันที่ได้ไม่เหมาะสมก็ให้เลือกใช้พิเนียนให้มีจำนวนฟันมากขึ้น และมีอัตราทดตามต้องการ จำนวนฟันของเฟืองโซ่ที่ใช้กับโซ่ระยะพิตช์ต่าง ๆ ดูได้จากตาราง 11.6

เพื่อให้โซ่มีอายุใช้งานอย่างอำนวยประโยชน์ที่สุด จำนวนฟันของเฟืองโซ่ไม่ควรมากกว่า 120 ฟัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำนวณหากำลังที่ใช้เลือกโซ่ P ได้โดยการคูณกำลังที่ต้องการส่งด้วยตัวประกอบใช้งาน เพราะฉะนั้น กำลังที่ใช้เลือกโซ่

$$P = W_P \cdot N_S \qquad (8.9)$$

เลือกขนาดโซ่ที่ต้องการใช้งานโดยพิจารณาจากรูป 1 2 หรือ 3 ในช่องหมายเลข 1 โดยพยายามเลือกใช้โซ่ที่มีระยะพิตช์น้อยที่สุดเท่าที่จะทำได้ก่อน ด้วยการใช้ความเร็วรอบของพิเนียนในการเลือก ซึ่งจะได้โซ่ที่ประหยัดที่สุด แต่อย่างไรก็ตาม ถ้าต้องการให้มีขนาดกระทัดรัด ใช้งานได้ที่ความเร็วสูง และขับได้อย่างราบรื่น ก็ควรเลือกใช้โซ่หลายขั้นที่มีระยะพิตช์น้อย

เมื่อกำลังที่พิเนียนส่งมีค่ามากกว่าค่าในช่องหมายเลข 1 ก็อาจเลือกใช้โซ่หลายขั้นในช่องหมายเลข 2 3 และ 4 ตามลำดับ สำหรับโซ่ในแผนภูมิทั้งสามที่กล่าวมานี้ ถ้าใช้งานอย่างเต็มที่จะมีอายุใช้งานประมาณ 15,000 ชั่วโมง

8.2.5 คำนวณหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่ และความยาวโซ่ เพื่อให้โซ่มีอายุใช้งานอย่างอำนวยประโยชน์ที่สุด ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่ ควรอยู่ระหว่าง 30 ถึง 50 เท่า ของระยะพิตช์โซ่

เมื่อทราบระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่โดยประมาณแล้ว ก็อาจหาจำนวนข้อโซ่ได้จากสมการ

$$x = \frac{2C}{P} + \frac{Z+z}{2} + \frac{P}{C}\cdot\left(\frac{Z-z}{2.\pi}\right)^2 \qquad (8.10)$$

โดยที่ x = จำนวนข้อโซ่หรือจำนวนพิตช์ของโซ่ (ต้องเป็นเลขคู่)

C = ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่

P = ระยะพิตช์ของโซ่

Z = จำนวนฟันบนพิเนียน

Z = จำนวนฟันบนเฟืองโซ่

หลังจากทราบจำนวนข้อโซ่ที่แน่นอนแล้วจึงคำนวณหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่ที่แท้จริงได้จากสมการ

$$C = \frac{P}{4}\cdot\left[x - \frac{Z+z}{2} + \sqrt{\left(x - \frac{Z+z}{2}\right)^2 - 2.\frac{(Z-z)^2}{\pi}}\right] \qquad (8.11)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 9

บอลแบริ่ง (Ball Bearing)

แบริ่งมีหน้าที่คือ รับแรงในแนวรัศมี และแรงในแนวแกนเมื่อสกรูส่งกำลังทำงาน และเพื่อให้ได้ประโยชน์สูงสุดในการส่งกำลัง ทำได้โดยการให้แบริ่งมีความเสียดทานน้อยที่สุด ทั้งนี้เพื่อลดการสูญเสียพลังงานที่กลายไปเป็น ความร้อนในน้ำมันให้น้อยที่สุด

แบริ่งสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด

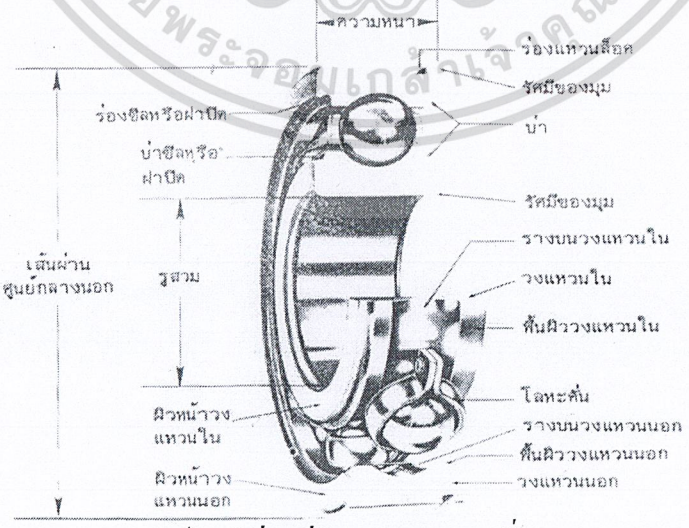
1. เจอร์นัลแบริ่ง
2. บอลแบริ่ง

9.1 เจอร์นัลแบริ่ง

เจอร์นัลแบริ่งประกอบด้วยส่วนสำคัญสองส่วนคือ เพลาที่หมุนซึ่งเรียกว่า เจอร์นัล และส่วนที่รองรับเพลา เรียกว่าแบริ่ง

9.2 โรลลิ่งแบริ่ง หรือ บอลแบริ่ง (rolling bearings)

หมายถึง แบริ่งชนิดที่รับแรงโดยอาศัยชิ้นส่วนของแบริ่งที่มีลักษณะเป็นผิวสัมผัสแบบกลิ้ง (rolling contact) แทนที่จะเป็นผิวสัมผัสแบบเลื่อน (sliding contact) เนื่องจากแบริ่งชนิดนี้มีค่าความเสียดทานน้อยมาก ดังนั้นจึงมีชื่อเรียกอีกชื่อหนึ่งที่นิยมใช้กันทั่วไปในวงการอุตสาหกรรมว่า แอ็นทิฟริคชั่นแบริ่ง (antifriction bearings) ตัวอย่างเช่น บอลแบริ่ง (ball bearings) หรือตลับลูกปืน ดังรูป 9.1 ซึ่งประกอบด้วยวงแหวนเหล็กกล้าสองวงที่แยกออกจากกันด้วยลูกกลิ้งทรงกลม ลูกกลิ้งเหล่านี้รับแรงมาจากวงแหวนวงหนึ่งแล้วส่งแรงนี้ผ่านไปยังวงแหวนอีกวงหนึ่ง โดยการกลิ้งไปบนวงแหวน



รูป 9.1 ส่วนต่าง ๆ ของบอลแบริ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อดีของโรลลิ่งแบริ่งเปรียบเทียบกับเจอร์นัลแบริ่ง

1 มีความเสียดทานขณะสตาร์ตน้อย (low starting friction torque) จึงเหมาะสำหรับเครื่องจักรที่มีการเดินเครื่องและหยุดเครื่องบ่อยครั้ง

2 ง่ายต่อการหล่อลื่นและดูแลรักษา โดยเฉพาะชนิดที่อัดด้วยไขมัน หรือจาระบี มาจากโรงงานด้วยแล้ว เกือบจะไม่ต้องดูแลเกี่ยวกับการหล่อลื่นอีกเลย

3 ใช้ปริมาณสารหล่อลื่นน้อย

4 ใช้เนื้อที่ทางด้านแกน (axial space)น้อย

5 สามารถรับแรงรุน (thrust load) และแรงในแนวรัศมี (radial load) ได้พร้อมกัน ยกเว้นโรลลิ่งแบริ่งแบบลูกกลิ้งทรงกระบอกตรง (straight roller bearing) สำหรับเจอร์นัลรับแรงได้เฉพาะในแนวรัศมีเท่านั้น

6 สามารถที่จะทราบได้ว่าแบริ่งกำลังจะเสีย โดยการสังเกตจากเสียงดัง ซึ่งผิดไปจากปกติ

7 มีเคลียรันซ์น้อยมาก จึงเหมาะที่จะใช้กับเครื่องจักรกลที่ต้องการความละเอียดแม่นยำในการทำงาน เช่น เฟืองและลูกเบี้ยว เป็นต้น

8 สามารถใช้รองรับเพลาในตำแหน่งใด ๆ เช่น ใช้รองรับเพลา ซึ่งวางเรียงเป็นมุมกับแนวระดับ เป็นต้น

9 ทำการติดตั้งได้ง่าย

ข้อเสียของโรลลิ่งแบริ่งเปรียบเทียบกับเจอร์นัลแบริ่ง

1. ใช้เนื้อที่ทางด้านรัศมี (radial space) มากกว่า

2. โดยปกติแล้วราคาแพงกว่า

3. ขณะทำงานจะมีเสียงดังกว่า เนื่องจากมีการสัมผัสระหว่างผิวของลูกกลิ้งและวงแหวนบ้างในบางขณะ

4. อายุการใช้งานสั้นกว่า ทั้งนี้เนื่องมาจากความเค้นที่เกิดขึ้นมีค่าสูง และกระทำซ้ำกัน (repeated load) จึงทำให้วัตถุเกิดความล้า

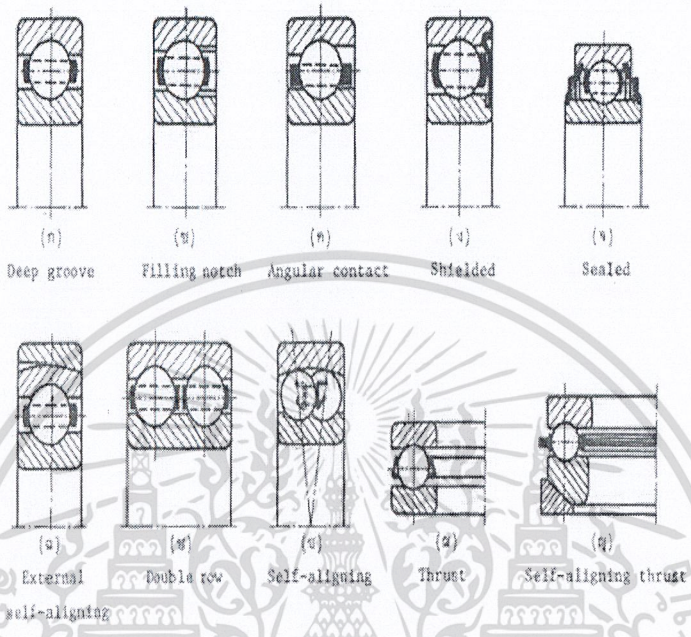
5. เมื่อมีแรงกระแทกทำให้อายุการใช้งานลดลงได้มาก

9.2.1 ชนิดของบอลแบริ่ง

โดยทั่วไปแล้วโรลลิ่งแบริ่งจะแบ่งออกได้เป็นสองพวกใหญ่ ๆ คือ บอลแบริ่งซึ่งมีลูกกลิ้ง (rolling element) เป็นรูปทรงกลม และโรลเล่อร์แบริ่ง (rolling bearing) ซึ่งมีลูกกลิ้งเป็นรูปทรงกระบอกตรง (straight roller) หรือเป็นรูปทรงกระบอกเรียวก็ได้ (tapered roller)ก็ได้ โดยปกติแล้วแบริ่งเหล่านี้จะรับแรงได้ทั้งแรงได้ทั้งแรงในแนวรัศมี และแรงรุนได้ ยกเว้นโรลเล่อร์แบริ่งแบบลูกกลิ้งทรงกระบอกตรงเท่านั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบริ่งทั้งสองพวกนี้ยังแยกออกเป็นชนิดต่าง ๆ ดังที่ได้แสดงไว้ในรูป 9.2 ซึ่งจะกล่าวถึงคุณลักษณะของแบริ่งแต่ละชนิดโดยสังเขป ดังต่อไปนี้



รูป 9.2 บอลแบริงชนิดต่าง ๆ

บอลแบริ่งชนิดมีลูกกลิ้งหนึ่งแถวร่องลึก (single- row deep-groove) เป็นแบริ่งชนิดที่มีการใช้งานมากที่สุด ประกอบด้วยร่องลึกเป็นทางกลิ้งสำหรับลูกกลิ้งทรงกลม ดังรูป 9.2 (ก) สามารถรับแรงได้ทั้งในแนวรัศมีและในแนวแกน (แรงรุน)

บอลแบริ่งชนิด angular contact ดังรูป 9.2 (ค) เป็นแบริ่งที่ออกแบบสำหรับใช้รับแรงในแนวแกนซึ่งมีค่าสูง ๆ โดยมีมุมสัมผัส (contact angle) ต่าง ๆ กัน เมื่อมุมสัมผัสเพิ่มขึ้น แบริ่งก็สามารถที่จะรับแรงในแนวแกนเพิ่มขึ้นด้วย แต่จะรับแรงในแนวรัศมีได้น้อยลง ในกรณีที่ต้องการใช้รับแรงในแนวแกนสองทิศทางก็ให้ใช้แบบมีลูกกลิ้งสองแถว (double row) ดังรูป 9.2 (ช) หรือใช้แบริ่งสองอันหันหน้าเข้าหากัน

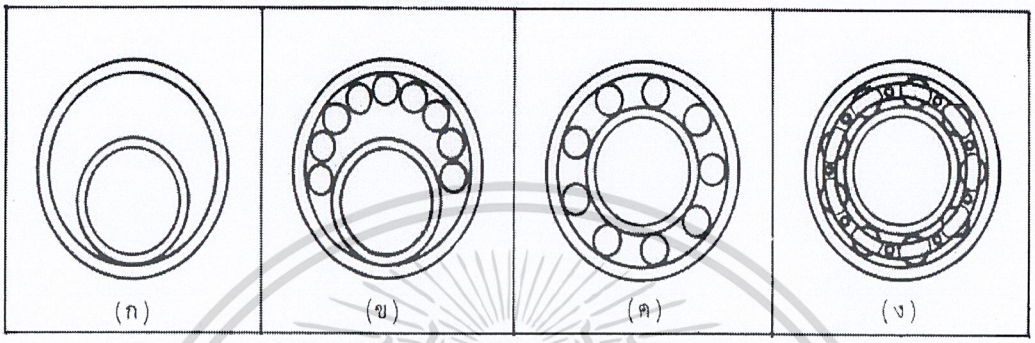
เป็นแบบปรับแนวได้เอง (self - aligning) ออกแบบสำหรับใช้ในกรณีที่เพลาอาจจะมีการเยื้องแนวเป็นมุมค่อนข้างมาก ดังแสดงในรูป 9.2 (ฉ) และ 9.2 (ซ) เป็นแบบปรับแนวได้เองภายใน ซึ่งอาศัยผิวทรงกลมของวงแหวนนอกในการช่วยปรับมุมได้ถึงประมาณ $\pm 2^{\circ}30'$ ส่วนแบริ่งในรูป 9.2 (ฉ) เป็นแบบปรับแนวได้เองภายนอก สามารถปรับมุมได้สูงมากโดยการเจียระไนผิวด้านนอกของวงแหวนนอกให้รับกับผิวหน้าของตัวรับแบริ่ง (bearing housing)

บอลแบริ่งกันรุนปรับแนวได้เอง (self – aligning thrust) ดังรูป 9.2 (ญ) ออกแบบสำหรับใช้รับแรงในแนวแกน ในกรณีที่เพลาอาจจะมีการเยื้องแนวเกิดขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9.2.2 การบรรจุลูกกลิ้ง

การบรรจุลูกกลิ้งลงในรางของวงแหวนทำได้ 4 ขั้นตอน ดังรูป 9.3 โดยเริ่มต้น จากการใส่วงแหวนในลงไปในวงแหวนนอก ดังรูป 9.3 (ก) จากนั้นจึงใส่ลูกกลิ้งลงในช่องว่าง



รูป 9.3 ขั้นตอนในการประกอบบอลแบริ่งชนิดมีลูกกลิ้งหนึ่งแถวร่องลึก

ดังรูป 9.3 (ข) แล้วจึงเลื่อนวงแหวนในให้อยู่ในตำแหน่งดังรูป 9.3 (ค) สุดท้ายจึงใส่โลหะคั่นลงไปในช่องว่างระหว่างวงแหวนคล่อมลูกกลิ้งทุกลูกไว้ เพื่อให้ตำแหน่งของลูกกลิ้งอยู่ห่างกันสม่ำเสมอ ดังรูป 9.3 (ง) แต่เมื่อต้องการจะให้บอลแบริ่งรับแรงได้มากขึ้น ก็จำเป็นจะต้องเพิ่มจำนวนลูกกลิ้งให้ได้มากกว่าเดิม ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องตัดผิวหน้าของวงแหวนด้านหนึ่งให้เป็นช่องเพื่อใส่ลูกกลิ้งเพิ่มขึ้นอีก ดังในรูป 9.2 (ข)

9.3 มิติมาตรฐานของโรลลิ่งแบริ่ง

การกำหนดมาตรฐานของแบริ่ง ทำให้ผู้ผลิตสามารถที่จะผลิตแบริ่งได้ราคาถูกลงทำให้ผู้ออกแบบสามารถเลือกใช้ได้สะดวก และทำให้การดูแลรักษาตลอดจนการเก็บแบริ่งสำรองกระทำได้ง่ายขึ้น ด้วยเหตุนี้เอง สมาคม AFBMA ซึ่งเป็นผู้รับผิดชอบในการจัดพิมพ์มาตรฐานของแบริ่งชนิดต่าง ๆ จึงร่วมกับสมาคมเกี่ยวกับโรลลิ่งแบริ่งอื่น ๆ จัดทำมาตรฐานให้เข้ากับขององค์การมาตรฐานระหว่างประเทศ (ISO) มาตรฐานนี้จะบอกถึงมิติภายนอกของแบริ่ง คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก – ภายในและความหนา ส่วนมิติภายในแบริ่งให้เป็นไปตามที่ผู้ผลิตจะออกแบบ

9.4 ความเสียดทานของโรลลิ่งแบริ่ง

ความเสียดทานในโรลลิ่งแบริ่งส่วนใหญ่เกิดจากการเสียดสีกันระหว่างลูกกลิ้งและรางบนวงแหวน ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับแบริ่งบางชนิด ดูได้จากตาราง 9.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชนิดของแบริ่ง	ขณะเริ่มทำงาน		ขณะทำงาน	
	ในแนวรัศมี	ในแนวแกน	ในแนวรัศมี	ในแนวแกน
บอลแบริ่ง	0.0025	0.0060	0.0015	0.00440
spherical roller bearing	0.0030	0.1200	0.0018	0.0080
cylindrical roller bearing	0.0020	-	0.0011	-

ตารางที่ 9.1 ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

9.5 การประเมินค่าอายุการใช้งานและแรง

ถึงแม้ว่าจะมีวิธีการผลิตและควบคุมคุณภาพของโรลเลอร์แบริ่งอย่างทันสมัย แต่ก็ปรากฏว่าแบริ่งชนิดเดียวกันที่ผลิตออกมาภายใต้วิธีการและเครื่องมือชิ้นเดียวกัน จะมีอายุการใช้งานแตกต่างกันไปมาก ทั้งนี้อาจจะเนื่องมาจากความยากลำบากในการควบคุมความกลมของลูกกลิ้ง และความเรียบของผิวหน้าลูกกลิ้งเป็นต้น ดังนั้นอายุใช้งานที่ทางผู้ผลิตอ้างถึงจึงมีรากฐานมาจากการใช้หลักวิชาการทางด้านสถิติเข้าช่วย ทางสมาคม AFBMA จึงได้ตั้งนิยามและจัดตั้งวิธีการเลือกแบริ่งขึ้น ซึ่งมีดังต่อไปนี้คือ

9.5.1. อายุใช้งานของโรลเล่อร์แบริ่งหมายถึงจำนวนรอบ (หรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วคงที่) ซึ่งแบริ่งหมุนได้ก่อนที่จะเริ่มเกิดความล้าขึ้นในวงแหวนหรือลูกกลิ้ง

9.5.2 แรงสถิตย์ประเมิน (basic static load rating) หมายถึงแรงในแนวรัศมีที่ทำให้เกิดระยะยุบตัวของลูกกลิ้งและวงแหวนรวมกันเท่ากับ 0.0001 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกกลิ้ง และใช้แทนด้วย C_o ค่าของ C_o สำหรับแบริ่งอนุกรมมิติต่าง ๆ ดูได้จากตาราง 11 12 และ 13 ค่า C_o นี้ขึ้นอยู่กับวัสดุที่ใช้ทำแบริ่ง จำนวนแถวของลูกกลิ้งในแบริ่ง จำนวนลูกกลิ้งต่อแถว มุมสัมผัสตลอดจนขนาดของลูกกลิ้ง และวงแหวน

9.5.3 แรงพลวัตประเมิน (basic dynamic load rating) แรงพลวัตประเมิน C นี้ เป็นค่าที่ใช้ในการเลือกขนาดแบริ่งเพื่อให้รับแรง และมีอายุใช้งานได้ตามความต้องการ

$L_1 = L_{10}$ $\quad P_1 = P$

$L_2 = 1 \text{ mr}$ $\quad P_2 = C$

ดังนั้น

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k \tag{9.1}$$

ให้ L_{10} เป็นอายุการใช้งานจริงซึ่งมีหน่วยเป็นล้านรอบ (mr) และ P เป็นแรงในแนวรัศมีที่แบริ่งจะต้องรับขณะใช้งานจริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการ (9.1) ทำให้ทราบว่าแบริ่งที่เลือกมาจากอายุประเมินจำนวนหนึ่งล้านรอบนั้น จะสามารถทำงานได้กี่ล้านรอบขณะใช้งานจริง

9.6 แรงสมมูล

ในการใช้งานจริง โรลลิ่งแบริ่งอาจจะรับทั้งแรงในแนวรัศมีและแนวแกน และวงแหวนในหรือนอกจะเป็นอันที่หมุนก็ได้ ซึ่งก็แล้วแต่ผู้ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกล อีกประการหนึ่ง แค็ตตาล็อกของผู้ผลิตจะกำหนดให้เฉพาะอายุประเมินในเทอมของแรงในแนวรัศมีเท่านั้น ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่จะต้องเปลี่ยนแรงและเงื่อนไขจากที่ใช้ทำงานจริง ๆ มาให้เป็นแรงในแนวรัศมีโดยมีวงแหวนในเป็นตัวหมุน เรียกว่า แรงสมมูล (equivalent force) เพื่อจะได้ใช้ในการเลือกแบริ่งจากแค็ตตาล็อคได้ สมาคม AFBMA ได้กำหนดนิยามของแรงสมมูลไว้ดังนี้

แรงสมมูลหมายถึง แรงในแนวรัศมีซึ่งถ้าให้กระทำต่อโรลลิ่งแบริ่ง โดยที่วงแหวนในหมุนและวงแหวนนอกอยู่นิ่งแล้ว จะทำให้แบริ่งมีอายุใช้งานเท่ากับอายุใช้งานของแบริ่งที่รับแรงจริง (ซึ่งอาจจะมีทั้งแรงในแนวรัศมีและแนวแกนพร้อมกัน) และให้คำนวณได้จากสมการ

$$P = XVF_r + Yf_a \qquad (9.2)$$

หรือ

$$P = VF_r \qquad (9.3)$$

โดยที่ P = แรงสมมูล

F_r = แรงในแนวรัศมี

F_a = แรงในแนวแกนหรือแรงรุน

V = ตัวประกอบการหมุน (rotation foctor) มีค่าเท่ากับ 1 เมื่อวงแหวนในหมุน และ 1.2 เมื่อวงแหวนนอกหมุน ถ้าเป็นบอลแบริ่งชนิด self aligning ให้ใช้ค่าเท่ากับ 1 เสมอ

X = ตัวประกอบแรงในแนวรัศมี (radial load factor)

Y = ตัวประกอบแรงรุน (thrust load factor)

ค่าแรงสมมูลย์ที่ใช้ในการเลือกขนาดแบริ่ง ให้ใช้ค่าที่ได้จากสมการ (9.2) หรือ (9.3) แล้วแต่ว่าค่าไหนจะมากกว่า สำหรับบอลแบริ่งกันรุนและโรลเลอร์แบริ่งกันรุน แล้วให้คำนวณค่าแรงสมมูลจากสมการ (9.2) โดยให้ V = 1 ส่วน straight roller bearing นั้นจะใช้รับเฉพาะแรงในแนวรัศมีเท่านั้น จึงให้คำนวณแรงสมมูลจากสมการ (9.3) ค่า X และ Y สำหรับแบริ่งลางชนิดแสดงอยู่ในตาราง 14 และ 15

ข้อสังเกต ค่าของ X,Y และ e สำหรับแรงหรือ contact angle นอกเหนือจากตารางให้หาค่าโดยการประมาณค่าแบบเชิงเส้น

^iC_O เป็นแรงสถิตย์ประเมิน; i เป็นจำนวนแถวของลูกกลิ้ง (สำหรับ deep groove bearings ให้ i เท่ากับ 1 เสมอ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[2]สำหรับ single row bearings เมื่อ $F_a / VF_r \leq e$ ใช้ X = 1 และ Y = 0 เมื่อคำนวณหาแรงสมมูลของแบริ่งคู่ซึ่งเป็น single-row angular contact ball ติดตั้งแบบหันหน้าชนกัน และหันหลังชนกัน ให้ถือว่าเป็น double-row angular contact ball ถ้าติดตั้งแบบเรียงตามกันให้ถือว่าแต่ละอันเป็นsingle-row angular contact ball

[3]ให้ถือว่า double-row angular contact ball มีความสมมาตร(symmetry)

[4]ค่า F_a / C_O สูงสุดขึ้นอยู่กับการออกแบบแบริ่ง

[5]สำหรับ $\alpha = 0$; Fa = 0 และ X = 1

9.7 ตัวประกอบใช้งาน

แรงที่กระทำต่อแบริ่งจะได้รับการส่งทอดมาจากชิ้นส่วนเครื่องจักรกลต่าง ๆ ซึ่งอาจจะมีความสั่นสะเทือนมากน้อยต่างกันไป อันอาจจะเป็นเหตุให้แบริ่งเสียหายได้เร็วขึ้น ดังนั้นในการเลือกแบริ่ง จึงควรที่จะเพิ่มค่าแรงสมมูลเสียก่อน ตัวประกอบเหล่านี้ได้มาจากประสบการณ์อันยาวนานของผู้ออกแบบเครื่องจักรกลเป็นจำนวนมาก เรียกว่า ตัวประกอบใช้งาน (service factor) และได้แสดงไว้ในตารางที่ 16 ซึ่งประกอบด้วยตัวประกอบของการกระแทก (impact factor) ตัวประกอบของสายพาน (belt factor) และตัวประกอบของเฟือง (gear factor) ซึ่งรวมเรียกว่า ตัวประกอบใช้งาน N_S

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 10
การออกแบบ การคำนวณ และ การสร้างชุดลูกสูบ

ชุดลูกสูบ

จะยึดต่อกับน๊อตของชุดสกรูส่งกำลัง (ซึ่งน๊อตตัวนี้จะพูดถึงอย่างละเอียดในหัวข้อชุดสกรูส่งกำลัง) ด้วยการเชื่อมไฟฟ้า ดังแสดงในรูปที่ 10.1 เป็นรูปแสดงลักษณะของชุดลูกสูบ ชุดลูกสูบทำหน้าที่ในการอัดกระป๋อง ซึ่งหน้าสัมผัสของลูกสูบจะสัมผัสโดยตรงกับกระป๋องที่เราจะทำการอัด ดังนั้นการนำเหล็กมาทำเป็นลูกสูบจึงเป็นสิ่งที่ไม่สมควรเป็นอย่างยิ่ง เพราะหัวลูกสูบจะเป็นส่วนที่สัมผัสน้ำตลอดเวลาที่เครื่องทำการอัด เนื่องจากน้ำที่ยังตกค้างอยู่ภายในกระป๋องจะเปรอะเปื้อนหัวลูกสูบ ขณะที่กระป๋องถูกอัดจนบุบ และกระป๋องอาจเกิดการฉีกขาด ในส่วนท้ายของลูกสูบเราประกอบเข้ากับก้านสูบด้วยวิธีการยึดน๊อต เพื่อจุดประสงค์ในการถอดเปลี่ยนลูกสูบเมื่อครบอายุการใช้งาน หรือลูกสูบชำรุดเสียหาย ส่วนก้านสูบจะยึดติดกับน๊อตสกรูส่งกำลังด้วยวิธีการเชื่อมไฟฟ้า เพื่อต้องการความแข็งแรงระหว่างการเชื่อมติด และเพื่อต้องการความเป็นอันหนึ่งอันเดียวกันในการทำงาน และจากความเป็นอันหนึ่งอันเดียวกันของลูกสูบกับน๊อตส่งกำลังนี้ ทำให้เราสามารถกำหนดตำแหน่งที่แน่นอนของลูกสูบได้จากการกำหนดระยะการเคลื่อนที่ของน๊อตสกรูส่งกำลัง

การกำหนดตำแหน่งการเคลื่อนที่ของลูกสูบได้ตามที่เราต้องการ ทำให้เราสามารถกำหนดขนาดกระป๋องหลังจากที่เราทำการอัดแล้วได้ การอัดกระป๋องให้แบนมากจนเกินไป นั่นหมายถึงจะทำให้เราต้องเสียค่าไฟฟ้าเพิ่มอุปกรณ์ชิ้นส่วนต้องแข็งแรงมากขึ้น เนื่องจากต้องรับแรงมากขึ้น เป็นผลให้น้ำหนักที่เพิ่มขึ้นตามมาของเครื่องและต้นทุนที่เพิ่มมากขึ้นด้วย ในขณะที่การอัดกระป๋องแบนน้อยเกินไป เราก็จะต้องใช้เนื้อที่มากในการจัดเก็บกระป๋องที่ถูกอัดไม่ได้ขนาดเหล่านี้ และขนาดกระป๋องที่เหมาะสมที่เราทำการจัดเก็บในเครื่องนี้ คือขนาดเฉลี่ยที่ 24.2 มิลลิเมตร ซึ่งจะทำให้เครื่องจัดเก็บได้ 300 กระป๋อง ต่อการเปลี่ยนถ่ายกระป๋องออกจากเครื่องครั้งใหม่ทุก ๆ ครั้ง

10.1 หลักการออกแบบลูกสูบ

ในการออกแบบ เราต้องพิจารณาถึงขนาดของแรงที่ชุดลูกสูบต้องรับ และขนาดของแรงที่กระทำต่อชุดลูกสูบ คือ 3.536 kN และค่าแรงกระทำนี้ เราได้จากการทดลองอัดกระป๋องที่ห้อง แล็ป การใช้งานของชุดลูกสูบที่ยาวนาน ทนทาน และไม่เสียรูปร่าง คือสิ่งที่เราต้องการ ดังนั้นทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดจึงต้องถูกขุดขึ้นมาใช้พิจารณาหาค่าความเค้นที่เกิดขึ้นภายในลูกสูบ เพื่อนำมาเป็นแนวทางในการเลือกวัสดุที่จะนำมาใช้สร้างลูกสูบ ขณะเดียวกันทฤษฎีโมเมนต์ดัดในคาน (Bending Stress) จะบอกเราว่าก้านสูบจะเกิดการโก่งงอหรือไม่ และกฎของฮุค (Hooke's Law) จะทำให้เรารู้ว่าชุดลูกสูบของเรายังคงใช้งานได้ดี ไม่เสียรูปร่าง และหลักทฤษฎีที่ถูกกล่าวอ้างมาทั้งหมดนี้จะถูกนำมาใช้ในหัวข้อการคำนวณต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

10.2 การคำนวณลูกสูบ

สำหรับการคำนวณหาขนาดของลูกสูบ เป็นการคำนวณหาการเสียรูปร่าง (Deformation)ของลูกสูบในขณะที่รับแรงกดอัด โดยการเสียรูปร่างนั้นจะคำนึงถึงระยะหดเนื่องจากการอัด ระยะหดของลูกสูบสามารถคำนวณได้ดังนี้จากฎของฮุค จากสมการที่ 3.9 จะกลายเป็น

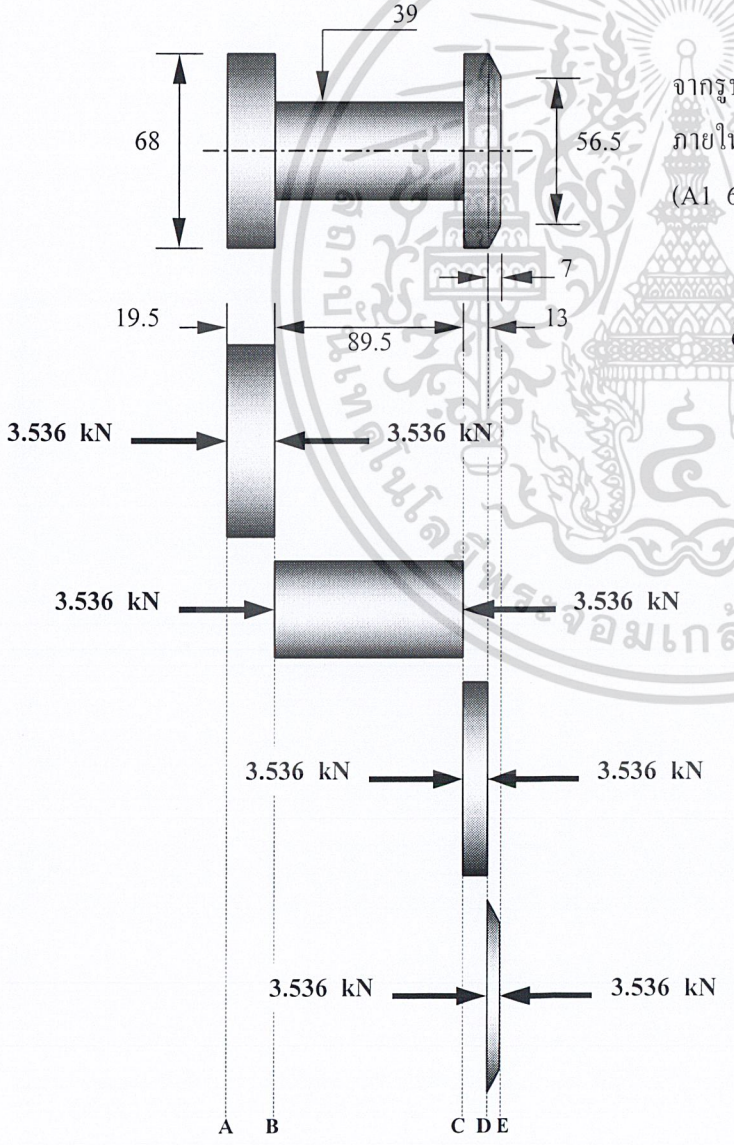
$$\delta = \int_0^L \frac{F(x)}{E.A(x)}.dx$$

เมื่อ $F(x)$ = แรงกดที่กระทำในแต่ชิ้นของลูกสูบในฟังชันก์ x

L = ความยาวในแต่ชิ้นของลูกสูบ

$A(x)$ = พื้นที่หน้าตัดในแต่ชิ้นของลูกสูบในฟังชันก์ x

E = ค่าดัชนีความยืดหยุ่น(Modulus of Elasticity)

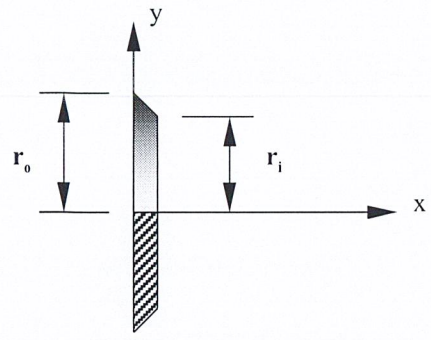


จากรูปเราจะเห็นได้ว่าในแต่ละชิ้นส่วนของลูกสูบมีแรงภายในเท่ากันทุกชิ้นส่วน และเป็นวัสดุชนิดเดียวกัน (A1 6060 – T6) ดังนั้นจากสมการข้างต้น จึงกลายเป็น

$$\delta = \frac{F}{E}\left[\left(\frac{L}{A}\right)_1 + \left(\frac{L}{A}\right)_2 + \left(\frac{L}{A}\right)_3\right] + \frac{F}{E}\cdot\int\frac{1}{A(x)}\cdot dx$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิจารณาที่พื้นที่หน้าตัดของชิ้นส่วนที่ 4 ของลูกสูบ



จากรูปเราจะได้ความสัมพันธ์ของแกน X และ Y ดังนี้

$$y = mx + b$$

หรือ

$$y = -\frac{\left(r_O - r_i\right)}{L} \cdot \left(x\right) + r_O$$

และจาก $A\left(x\right) = \Pi \cdot y^2$

$$A\left(x\right) = \pi \left[y = \frac{\left(r_i - r_o\right)}{L} \cdot \left(x\right) + r_O \right]^2$$

เพราะฉะนั้นระยะหดเนื่องจากแรงกดสามารถหาได้จาก

$$\delta = \frac{F}{E}\left[\left(\frac{L}{A}\right)_1 + \left(\frac{L}{A}\right)_2 + \left(\frac{L}{A}\right)_3\right] + \frac{F}{E} \cdot \int_0^{L_4} \frac{dx}{\Pi\left[\frac{\left(r_i - r_O\right)}{L} \cdot \left(x\right) + r_O\right]^2}$$

$$\delta = \frac{F}{E}\left[\left(\frac{L}{A}\right)_1 + \left(\frac{L}{A}\right)_2 + \left(\frac{L}{A}\right)_3 + \frac{L_4}{\Pi\left(r_i - r_O\right)} \cdot \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_O}\right)\right]$$

เมื่อ F = -3.536 kN (เป็นแรงกด)

E = 71 Gpa (ตารางที่ ข.16)

L_1 = 19.5 mm. A_1 = 3,631.681 $mm.^2$

L_2 = 89.5 mm. A_2 = 1,194.591 $mm.^2$

L_3 = 13.0 mm. A_3 = 3,631.681 $mm.^2$

L_4 = 7.0 mm. r_i = 28.250 mm., r_O = 34.000 mm.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่าทั้งหมดลงในสมการข้างต้นเราจะพบว่า

$$\delta = \frac{\left(-3.536 \cdot 10^{3}\right)}{\left(71 \cdot 10^{3}\right)} \cdot \left[\left(\frac{19.5}{3,631.681} \right) + \left(\frac{89.5}{1,194.591} \right) + \left(\frac{13}{3,631.681} \right) + \frac{7}{\pi \left(28.250 - 34.000\right)} \cdot \left(\frac{1}{28.25} - \frac{1}{34} \right) \right]$$

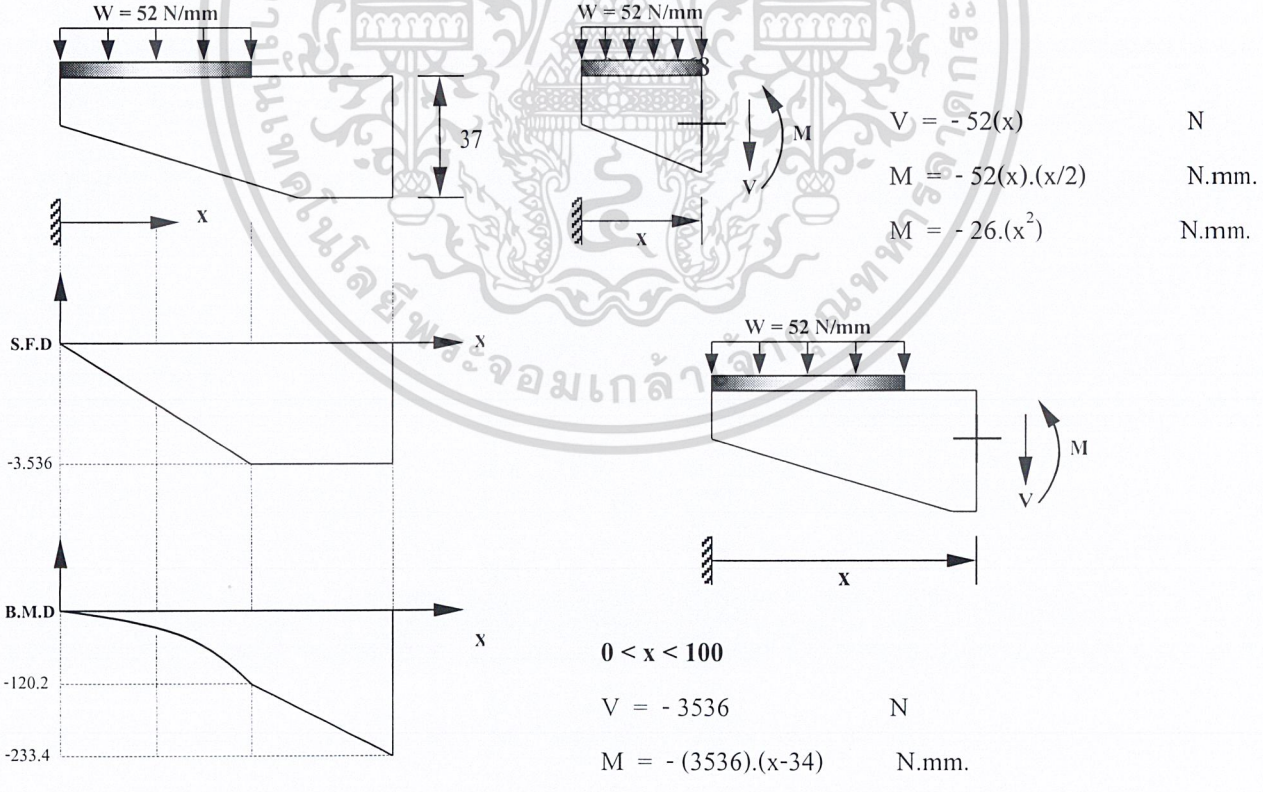
δ = - 4.061 x 10^{-3} mm.

เพราะฉะนั้นระยะหดของลูกสูบเท่ากับ 4.061 x 10^{-3} mm. ซึ่งถือว่าน้อยมากเมื่อเทียบกับความยาวทั้งหมดของลูกสูบ

10.3 การคำนวณหาขนาดก้านสูบ

สำหรับการคำนวณหาขนาดของก้านสูบนั้น เราจะคำนวณหาความหนาของก้านสูบ โดยพิจารณาก้านสูบในลักษณะของคาน และใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดในการคำนวณหาความหนาของก้านสูบ

ทฤษฎีแรงเฉือนสูงสุดและโมเมนต์ดัดในคานเราพบว่าที่โคนของก้านสูบนั้นเกิดแรงเฉือน และโมเมนต์ดัดสูงสุด เราจึงพิจารณาที่โคนของก้านสูบ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระยะความยาวคาน (mm)	Shear Force (kN)	Bending Moment (kN.m)
0	0	0
344	- 1.768	- 30,056
68	- 3.536	- 120,224
100	- 3.536	- 233,376

จากสมการที่ 6.13

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\tau}{\tau_y} \right)^2 + \left(\frac{\sigma}{\sigma_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \qquad (6.13)$$

เมื่อ $$\tau = \frac{F_S}{A_S} = \frac{\left(3.536 \times 10^3\right)}{\left(37 \cdot b\right)} = \frac{95.568}{b} \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{\left[\left(3.536 \cdot 10^3\right) \cdot \left(66\right)\right]}{\frac{1}{12} \cdot \left(b\right) \cdot \left(37\right)^3} \cdot \left(\frac{37}{2} \right) = \frac{1022.831}{b} \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_y = 303.380 \frac{N}{mm^2}$$

และ $$\tau_y = \left(0.5\right) \cdot \sigma_y = \left(0.5\right) \cdot \left(303.380\right) = 151.690 \frac{N}{mm^2}$$

แทนค่าลงในสมการที่ 4.16

$$\frac{1}{2} = \left[\left(\frac{95.568}{b} \cdot \frac{1}{151.690} \right)^2 + \left(\frac{1022.831}{b} \cdot \frac{1}{303.380} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{1}{4} = \frac{0.397}{b^2} + \frac{11.367}{b^2} = \frac{11.764}{b^2}$$

$$\therefore b^2 = 47.054 mm^2$$

เพราะฉะนั้นความหนาของก้านสูบควรมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับ 6.860 mm.

ดังนั้นเราจึงเลือกใช้ความหนาของก้านสูบเท่ากับ 7 mm.

10.4 การสร้าง

ชุดลูกสูบประกอบไปด้วยส่วนที่สำคัญ 3 ส่วน คือ

10.3.1. ลูกสูบ มีลักษณะเป็นทรงกระบอก ยาว 129 มิลลิเมตร ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ด้านหัวและด้านท้ายมีขนาด 62 มิลลิเมตร มีเทเปอร์ ที่ด้านหัวลูกสูบ ดังจะเห็นได้ตามแบบ

10.3.2. ก้านสูบ เราใช้เหล็ก AISI 1030 HR มีขนาดยาว 70 มิลลิเมตร หนา 5 มิลลิเมตร โดยที่โคนของก้านสูบจะใหญ่กว่าด้านปลายมีขนาด 35 มิลลิเมตร และที่ด้านปลายของก้านสูบจะเชื่อมติดกับเหล็ก โดยที่เหล็กตัวนี้จะทำหน้าที่เป็นแป้นรับลูกสูบ

10.3.3. น๊อตสกรูส่งกำลังซึ่งเราจะได้กล่าวถึงต่อไปในหัวข้อสกรูส่งกำลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 11
หลักการออกแบบ การคำนวณ การสร้างชุดจ่ายลูกอม

ชุดจ่ายลูกอม

การจ่ายลูกอมให้แก่ผู้ใช้บริการเครื่องจัดเก็บบรรจุภัณฑ์ประเภทกระป๋องน้ำอัดลม ถือเป็นการทำงานขั้นตอนสุดท้ายของเครื่อง การจ่ายลูกอมอย่างไม่มีข้อผิดพลาด(ลูกอม 1 เม็ด ต่อกระป๋อง 1 ใบ) คือ สิ่งที่เราปรารถนามากที่สุดกว่าสิ่งใด ๆ ที่เราต้องการจะได้จากชุดจ่ายลูกอมนี้ รูปแบบหรือลักษณะของชุดจ่ายลูกอมที่เราได้ออกแบบและสร้างไว้ มีลักษณะเป็นเสาบรรจุลูกอมตั้งสูงขึ้นไปในแนวดิ่ง ลูกอมจะบรรจุภายในเสาแบบแถวตอนเรียงหนึ่ง และเสาจะมีแผ่นประคองลูกอมเพื่อบังคับให้ลูกอมเคลื่อนตัวลงมาอยู่ตำแหน่งที่เราได้ออกแบบไว้ ลูกอมที่ตำแหน่งโคนเสาจะปราศจากแผ่นประคอง เพราะว่าเราได้ออกแบบไว้เพื่อที่จะใช้ก้านลูกอมตีลูกอมจากตำแหน่งโคนเสานี้ให้ตกลงไปที่กรวยด้านล่าง และส่งผ่านรางลำเลียงลูกอม เพื่อจ่ายไปที่ช่องจ่ายลูกอมต่อไป ปริมาณลูกอมที่บรรจุภายในเสาแต่ละต้น จะมีจำนวน 50 เม็ด และมีเสาทั้งหมด 6 ต้น ภายในเครื่อง รวมปริมาณลูกอมทั้งหมดที่เสาสามารถบรรจุได้ เสาลูกอมทั้ง 6 ต้น จะยึดติดกับแผ่นรองรับ ด้วยการยึดน็อตจำนวน 2 ตัว ที่เสาลูกอมแต่ละต้น แผ่นรองรับนอกจากจะใช้ยึดกับเสาลูกอมแล้ว แผ่นรองรับยังมีลักษณะที่โดดเด่น คือเจาะเป็นช่องจำนวน 6 ช่อง ไว้สำหรับให้ลูกอม ที่ถูกก้านตี ตีลูกอมหล่นผ่านช่องที่เราได้เจาะไว้ลงไปสู่กรวยและผ่านรางลำเลียงออกไปสู่ช่องจ่ายลูกอม โดยที่ตำแหน่งของช่องที่เจาะเอาไว้จะถูกวางเอาไว้ระหว่างเสาลูกอมแต่ละต้น ในส่วนของก้านลูกอมจะยึดกับมอเตอร์ และก้านลูกอมจะมีลักษณะเป็น 6 แฉก โดยที่จะมีหนึ่งแฉกยาวกว่าแฉกอื่น ๆ แฉกที่ยาวกว่าปกติจะใช้สำหรับตีลูกอม ส่วนแฉกอีกห้าแฉกจะไว้สำหรับเตะลิมิตสวิทช์ ซึ่งลิมิตสวิทช์จะถูกติดตั้งอยู่ที่แผ่นรองรับ การบังคับให้ก้านลูกอมจ่ายลูกอมหนึ่งเม็ด แล้วหยุดทำการจ่าย เราใช้ลิมิตสวิทช์เป็นตัวบังคับ เมื่อก้านลูกอมตีลูกอม และเคลื่อนที่ไปสัมผัสลิมิตสวิทช์ ลิมิตสวิทช์จะทำการตัดไฟฟ้า ไฟฟ้าจะหยุดจ่ายไฟไปที่มอเตอร์หมุนก้านลูกอม ทำให้ก้านลูกอมหยุดเคลื่อนที่

11.1 หลักการออกแบบชุดจ่ายลูกอม

เราได้แนวคิดมาจากกลไกลูกเบี้ยว เตะปิด - เปิดวาล์วไอดี – ไอเสียของรถยนต์ และใช้หลักของการลองผิดลองถูก เพื่อหาข้อผิดพลาดในการทำงานของชุดจ่ายลูกอมที่เราได้ออกแบบไว้ และนำข้อผิดพลาดที่เราพบ มาปรับปรุงแก้ไข จนกระทั่งชุดจ่ายลูกอมทำงานได้ตามที่เราได้วางมาตราฐานของเครื่องไว้

11.2 การสร้าง

- เสาลูกอมเราใช้โลหะแผ่นหนา 3 มิลลิเมตร และเสาสูง 465 มิลลิเมตร กว้าง 56 มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- แผ่นประคองเราใช้สังกะสีขนาดกว้าง 56 มิลลิเมตร และยาว 450 มิลลิเมตร พับขึ้นรูป และเชื่อมด้วยความต้านทานไฟฟ้าเข้ากับเสา

- แผ่นรองรับเราใช้โลหะแผ่นหนา 4 มิลลิเมตร ตัดเป็นวงกลมมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 250 มิลลิเมตร โดยที่ช่องทั้ง 6 เจาะไว้มีขนาดกว้าง 30 มิลลิเมตร และยาวจากขอบแผ่น สู่จุดศูนย์กลางแผ่นเป็นระยะ 40 มิลลิเมตร แต่ละช่องวางไว้โดยเว้นระยะห่างไว้เท่า ๆ กัน

- ก้านลูกอม แฉกที่ยาวที่สุดยาว 98 มิลลิเมตร และห้าแฉกที่เหลือยาว 10 มิลลิเมตรเท่ากันหมด และที่ศูนย์กลางของแฉกจะมีหัวน็อตรูปหกเหลี่ยม ไว้สำหรับเป็นตัว ปิด-เปิด ลิมิตสวิตช์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 12
การออกแบบ การคำนวณ การสร้างเฟืองโซ่ และโซ่

เฟืองโซ่ และ โซ่

ประสิทธิภาพการส่งกำลังที่สูงและความเร็วในการอัดกระป๋องในแต่ละรอบ คือสองสิ่งสำคัญที่เราจะต้องพิจารณาควบคู่กันไป ประสิทธิภาพการส่งกำลังที่ดีมีอยู่ในการส่งกำลังแบบโซ่อยู่แล้ว เพราะจะไม่เกิดปัญหาการสลิปขึ้น ดังที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังแบบสายพาน ประสิทธิภาพการส่งกำลังด้วยโซ่ส่งกำลังปกติจะอยู่ที่ เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นความเร็วในการอัดที่เหมาะสม จึงเป็นสิ่งที่เราต้องหาออกมาให้ได้ การเปลี่ยนอัตราทดเป็นทางเลือกหนึ่งที่สะดวกที่จะสามารถปรับเปลี่ยนความเร็วในการอัดได้ ซึ่งเราต้องทำการทดลองเปลี่ยนความเร็ว และได้มาซึ่งความเร็วในการอัดที่เหมาะสมที่สุด ซึ่งการทดลองเปลี่ยนอัตราทด และขนาดของเฟืองตามนี้ จะกล่าวถึงอย่างละเอียดในช่วงของผลการทดลอง

การเลือกใช้เฟืองโซ่ และโซ่เราจำเป็นต้องออกแบบให้มีขนาดมาตรฐานหาได้ง่ายตามท้องตลาด เพราะจะเป็นการสะดวกกว่า และประหยัดต้นทุนเป็นอย่างมากกว่าการที่จะผลิตขึ้นเอง ซึ่งเครื่องของเราใช้งานอยู่ที่ 900 รอบ/นาที รวมทั้งแรงดึงที่เกิดขึ้นในแรงม้า ซึ่งเราใช้แรงดึงในโซ่ 0.5 แรงม้า ในการส่งกำลัง

12.1 การคำนวณหาขนาดของโซ่

สำหรับการคำนวณเพื่อหาขนาดของโซ่นั้น เป็นการคำนวณหาจำนวนข้อโซ่ และหาระยะทางระหว่างศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตามที่เหมาะสม และที่สำคัญเพื่อตรวจสอบความสามารถในการทนต่อแรงที่กระทำกับโซ่ในขณะที่ใช้งานได้หรือไม่

จากสมการที่8.1 ใช้ในการหากำลังงานสำหรับใช้เลือกโซ่

$$P = W_p . N_S$$

เมื่อ W_p = 0.5 hp = 372.850 Watt

N_S = ตัวประกอบการใช้งานสำหรับแรงกระทำ เท่ากับ 1.84 สำหรับแรงกระทำที่มีการกระตุกปานกลาง โซ่โรเลอร์แบบ B,จำนวนฟันของเฟืองขับคือ 13 ฟัน, และใช้อุปกรณ์ขับแบบสม่ำเสมอ (มอเตอร์ไฟฟ้า) แทนค่าลงในสมการที่ 8.1 เราจะพบว่า

$$P = 372.850 \times 1.84 = 686.043 \text{ Watt}$$

หรือ $$P = 0.686 \text{ kW}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากแผนภูมิรูปที่ 1 ที่ P = 0.686 kW และความเร็วรอบ 900 rpm. เราจะพบว่า ที่ระยะพิตช์เท่ากับ 9.525 mm. ชื่อโซ่ตามมาตรฐานมีชื่อว่า ISO/R 606 06 B – 1 สามารถทนต่อแรงแตกหักได้ 8.93 kN (จากตารางที่ 1-2) จากนั้นเราทำการตรวจสอบความสามารถในการรับแรงของโซ่ในขณะใช้งานจริง

จากสมการที่ 8.2 เราสามารถใช้ในการหาความเร็วเชิงเส้นของโซ่

$$V = \pi.d.n = p_c.z.n \cong p.z.n$$

เมื่อ p = ระยะพิตช์ = 9.525 mm.

z = จำนวนฟันเฟืองขับ = 13 ฟัน

n = ความเร็วรอบของเฟืองขับ = 900 r.p.m

แทนค่าต่าง ๆ ลงในสมการ 8.2 เราจะพบว่า

$$V = \frac{(9.525)}{1000} \cdot (13) \cdot \frac{(900)}{60} \frac{m}{s}$$

$$V = 1.857 \frac{m}{s}$$

จากสมการที่ 8.3 ใช้สำหรับหาแรงในแนวสัมผัส

$$F_t = \frac{W_p}{V}$$

แทนค่าที่ได้หามาแล้วในข้างต้นลงในสมการ 12.3

$$F_t = \frac{372.850}{1.857} \cdot \frac{1}{10^3} kN$$

$$F_t = 0.201 \ kN$$

เพราะฉะนั้นจากการคำนวณพบว่าแรงดึงในโซ่ที่ใช้สำหรับดึงโซ่เพื่อให้เกิดแรงบิดนั้น มีค่าเท่ากับ 0.201 kN จากนั้นเราต้องพิจารณาแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเนื่องจากน้ำหนักของโซ่เองด้วย โดยพิจารณาจากสมการที่ 8.8

$$F_{ct} = \frac{F_c}{2 \cdot \sin\alpha} = \frac{W}{g} \cdot V^2$$

เมื่อ $\frac{W}{g} = 0.39 \frac{kg}{m}$ (จากตาราง 3)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่าลงในสมการที่ 8.4

$$F_{ct} = \frac{0.39 \times 1.857^{2}}{1000} \text{ kN}$$

$$F_{ct} = 1.345 \times 10^{-3} \text{ kN}$$

เพราะฉะนั้นแรงดึงรวมทั้งหมดในโซ่จึงมีค่าเท่ากับ

$$F = F_t + F_{ct} = 0.151 + 1.345 \text{x} 10^{-3} \text{ kN}$$

ดังนั้น $F = 0.202$ kN

และจากสมการที่ 8.1

$$N_b = \frac{F_b}{F}$$

$$N_b = \frac{8.93}{0.202} = 44.133$$

จากการที่เราใช้สมการที่ 8.1 ตรวจสอบพบว่าโซ่นั้นสามารถทนแรงที่ใช้ในขณะทำงานได้ถึง 44 เท่า ซึ่งถือว่าปลอดภัยมากใช้งานได้ ต่อจากนั้นเราจะคำนึงถึงระยะทางระหว่างเฟืองขับและเฟืองตามที่เหมาะสม โดยพิจารณาจากสมการที่ 8.10 เพื่อหาจำนวนข้อโซ่

$$X = \frac{2C}{P} + \frac{Z+z}{2} + \left(\frac{Z-z}{2\pi}\right)^{2} \cdot \frac{P}{C} \qquad (8.10)$$

เมื่อ C = ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่โดยประมาณ = 450 mm. (จากตารางที่ 7)

Z = จำนวนของฟันเฟืองตาม

แทนค่าลงในสมการ 8.10 เราจะได้จำนวนข้อโซ่

$$X = \frac{2(450)}{9.525} + \frac{(32+13)}{2} + \left(\frac{32-13}{2\pi}\right)^{2} \times \frac{9.525}{450}$$

$X = 117.182$ ข้อ

ดังนั้นเราจึงเลือกใช้จำนวนข้อโซ่เท่ากับ 118 ข้อ (จำนวนข้อโซ่ต้องเป็นเลขคู่)จากนั้นเราก็กลับไปคำนวณหาระยะทางระหว่างศูนย์เฟืองโซ่ที่แท้จริงอีกที จากสมการที่ 8.11

$$C = \frac{P}{4}\left\{x - \left(\frac{Z+z}{2}\right) + \sqrt{\left[x - \left(\frac{Z+z}{2}\right)\right]^{2} - 2 \cdot \left[\frac{Z-z}{\pi}\right]^{2}}\right\} \qquad (8.11)$$

แทนค่าต่าง ๆ ลงในสมการที่ 8.12 จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$C = \left(\frac{9.525}{4}\right)\cdot\left\{(118) - \left(\frac{32+13}{2}\right) + \sqrt{\left[118 - \left(\frac{32+13}{2}\right)\right]^2 - 2\cdot\left[\frac{32-13}{\pi}\right]^2}\right\}$$

$C = 453.905$ mm.

ถ้าหากเราเลือกใช้โซ่โรลเล่อร์ ISO/R 606 08B – 1 ซึ่งมีความสามารถทนต่อแรงแตกหักได้ 17.85 มีระยะพิตช์ 12.7 mm. จากสมการที่ 8.2

$$V = \pi.d.n = p_C.z.n \cong p.z.n$$

เมื่อ p = ระยะพิตช์ = 12.7 mm.

แทนค่าต่าง ๆ ลงในสมการ 8.2 เราพบว่า

$$V = \frac{(12.7)}{1000}\cdot(13)\cdot\frac{(900)}{60}\ \frac{m}{s}$$

$$V = 2.477\ \frac{m}{s}$$

จากสมการที่ 8.7 ใช้สำหรับหาแรงในแนวสัมผัส

$$F_t = \frac{W_p}{V}$$

แทนค่าที่ได้หามาแล้วในข้างต้นลงในสมการ 8.1

$$F_t = \frac{372.850}{2.477}\cdot\frac{1}{10^3}\ kN$$

$$F_t = 0.151\ kN$$

เพราะฉะนั้นจากการคำนวณพบว่าแรงดึงในโซ่ที่ใช้สำหรับดึงโซ่เพื่อให้เกิดแรงบิดนั้น มีค่าเท่ากับ 0.151 kN จากนั้นเราต้องพิจารณาแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเนื่องจากน้ำหนักของโซ่เองด้วย โดยพิจารณาจากสมการที่ 8.8

$$F_{ct} = \frac{F_c}{2\cdot\sin\alpha} = \frac{W}{g}\cdot V^2$$

เมื่อ $\frac{W}{g} = 0.68\ \frac{kg}{m}$ (จากตาราง 3)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่าลงในสมการที่ 8.7

$$F_{ct} = \frac{0.68 \times 2.477^2}{1000} \text{ kN}$$

$$F_{ct} = 0.00417 \text{ kN}$$

เพราะฉะนั้นแรงดึงรวมทั้งหมดในโซ่จึงมีค่าเท่ากับ

$$F = F_t + F_{ct} = 0.151 + 0.00417 \text{ kN}$$

ดังนั้น $F = 0.155$ kN

และจากสมการที่ 8.1

$$N_b = \frac{F_b}{F}$$

$$N_b = \frac{17.85}{0.155} = 115.034$$

จากการที่เราใช้สมการที่ 8.1 ตรวจสอบพบว่าโซ่นั้นสามารถทนแรงที่ใช้ในขณะทำงานได้ถึง 115 เท่า ซึ่งถือว่าปลอดภัยมากใช้งานได้ ต่อจากนั้นเราจะคำนึงถึงระยะทางระหว่างเฟืองขับและเฟืองตามที่เหมาะสม โดยพิจารณาจากสมการที่ 8.10 เพื่อหาจำนวนข้อโซ่

$$X = \frac{2C}{P} + \frac{Z+z}{2} + \left(\frac{Z-z}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{P}{C} \qquad (8.10)$$

เมื่อ C = ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่โดยประมาณ = 600 mm. (จากตารางที่ 7)

Z = จำนวนของฟันเฟืองตาม

แทนค่าลงในสมการ 8.10 เราจะได้จำนวนข้อโซ่

$$X = \frac{2(600)}{12.7} + \frac{(32+13)}{2} + \left(\frac{32-13}{2\pi}\right)^2 \times \frac{12.7}{600}$$

$X = 117.182$ ข้อ

ดังนั้นเราจึงเลือกใช้จำนวนข้อโซ่เท่ากับ 118 ข้อ (จำนวนข้อโซ่ต้องเป็นเลขคู่)จากนั้นเราก็กลับไปคำนวณหาระยะทางระหว่างศูนย์เฟืองโซ่ที่แท้จริงอีกที จากนสมการที่ 8.11

$$C = \frac{P}{4}\left\{x - \left(\frac{Z+z}{2}\right) + \sqrt{\left[x - \left(\frac{Z+z}{2}\right)\right]^2 - 2 \cdot \left[\frac{Z-z}{\pi}\right]^2}\right\} \qquad (8.11)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่าต่าง ๆ ลงในสมการที่ 8.11 จะได้

$$C = \left(\frac{12.7}{4}\right) \cdot \left\{ (118) - \left(\frac{32+13}{2}\right) + \sqrt{\left[118 - \left(\frac{32+13}{2}\right)\right]^2 - 2 \cdot \left[\frac{32-13}{\pi}\right]^2} \right\}$$

$$C = 605.207 \text{ mm.}$$

เพราะฉะนั้นเราจึงใช้ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่เท่ากับ 605.207 mm.

12.2 การสร้าง

จากการคำนวณจะเห็นได้ว่าโซ่ที่ขนาด p = 9.525 mm. มีความแข็งแรงเพียงพอ แต่ในความเป็นจริงแล้ว ถ้าเราเลือกใช้โซ่ขนาด p = 12.7 mm. เราจะสามารถหาซื้อได้ง่าย และมีราคาถูก เพราะเป็นของรถจักรยานยนต์ที่มีใช้ในท้องตลาดทั่วๆไป ดังนั้นเราจึงเลือกที่จะใช้โซ่ขนาด ISO/R 606 08B-1 ขนาดเฟืองขับ 13 ฟัน และเฟืองตาม 32 ฟัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 13
หลักการคำนวณ การออกแบบ การสร้าง บอลแบริ่ง และ ลิ่ม

บอลแบริ่ง

ใช้ประกอบกับสกรูส่งกำลังที่ปลายทั้งสองข้าง บอลแบริ่งแบบ(dreep groove) มีลักษณะประกอบด้วยร่องลึกเป็นทางกลิ้งสำหรับลูกกลิ้งทรงกลม สามารถรับแรงได้ทั้งในแนวรัศมีและแรงในแนวแกน และสามารถรับการเยื้องศูนย์ของแนวเพลาได้ประมาณ $\pm 0^\circ 15'$ และสาเหตุสำคัญที่เราเลือกใช้บอลแบริ่ง แทนที่จะเลือกใช้เจอร์นัลแบริ่ง

1. ง่ายต่อการหล่อลื่นและดูแลรักษา
2. สามารถรับแรงในแนวแกน และแรงในแนวรัศมีได้
3. ทำการติดตั้งได้ง่าย
4. มีเคลียร์รันน้อยมาก

แต่ก็มีข้อเสียที่สำคัญ คือ อายุการใช้งานสั้นกว่า

13.1 หลักการออกแบบบอลแบริ่ง

จากที่ได้กล่าวผ่านมาแล้ว บอลแบริ่งต้องใช้แรงในแนวแกน และแนวรัศมี ดังนั้นหลักการออกแบบเราจึงต้องพิจารณาแรงในแนวแกน กับแรงในแนวรัศมี โดยคำนวณเข้ากับตัวประกอบต่าง ๆ ที่ได้จากตาราง (11 - 16) (ซึ่งจะได้กล่าวอย่างละเอียดในเรื่องการคำนวณ)เพื่อหาค่าแรงสมมูล และนำค่าแรงสมมูลไปใช้ในการออกแบบ

13.2 การสร้าง

- เราใช้บอลแบริ่งแบบ(Deep groove)อนุกรม 03 หาซื้อจากตามร้านค้าขายแบริ่ง

13.3 การคำนวณหาขนาดของลิ่ม

สำหรับการคำนวณหาขนาดของลิ่ม เป็นการคำนวณหาขนาดพื้นที่หน้าตัด และความยาวที่เหมาะสมของลิ่ม รวมถึงชนิดและแบบของลิ่มว่าควรใช้ลิ่มแบบใด เพื่อที่จะสามารถรับแรงเนื่องจากบิดของสกรูส่งกำลังในขณะใช้งานได้

จากสมการที่ 13.1 เป็นโมเมนต์บิดเนื่องจากการบิดของสกรูส่งกำลัง

$$T = F.\left(\frac{d}{2} + \frac{h}{4}\right) \approx \frac{F.d}{2} \qquad (13.1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิจารณาว่าลิ่มถูกเฉือนขาดที่กึ่งกลางของความสูงของลิ่มเราพบว่า

$$\tau = \frac{F_S}{A_S} = \frac{F_S}{b.L}$$

หรือ $$F_S = \tau.b.L \qquad (13.2)$$

แทนสมการที่ 13.2 ลงในสมการที่ 13.1 จะได้

$$T = (\tau.b.L) . \frac{d}{2} \qquad (13.3)$$

เมื่อ T = โมเมนต์บิดจากสกรูส่งกำลัง = 9.273 N.m.

d = เส้นผ่านศูนย์กลางของเพลา = 17.3 mm.

สมมติใช้ - ลิ่มขนาด ISO/R 773 – B5 x 5

- วัสดุลิ่ม AISI 1010 HR มีความต้านทานแรงดึงคราก(σ_y) = 289.59 MPa
- ค่าตัวคูณความปลอดภัย (N_y) = 2.5

ดังนั้นความเค้นเฉือนใช้งานเท่ากับ

$$\tau_d = (0.5). \frac{\sigma_y}{N_y}$$

$$= (0.5) \times (289.59/2.5) \quad \text{MPa}$$

แทนค่าต่าง ๆ ลงในสมการที่ 13.3 เราจะพบว่า

$$9.273 \times 10^3 = (57.918) \times (5) \times L \times (17.3/2) \quad \text{N.mm}$$

หรือ $$L = (9.273 \times 10^3 \times 2) / (57.918 \times 5 \times 17.3) \quad \text{mm}$$

$$L = 3.702 \quad \text{mm}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นความยาวของลิ่มที่สามารถทนต่อการเฉือนขาดควรมีความยาวมากกว่า 3.8 mm

พิจารณาว่าลิ่มถูกอัดแตกที่ ¼ ของความสูงของลิ่มเราพบว่า

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A_c} = \frac{F_c}{\left(\frac{h}{2}\right)\cdot L}$$

หรือ

$$F_c = \sigma_c \times \left(\frac{h}{2}\right) \times L \qquad (13.4)$$

แทนสมการที่ 13.4 ลงในสมการที่ 13.1 จะได้

$$T = \frac{\left(\sigma_c \times h \times L\right)}{2} \cdot \left(\frac{d}{2}\right) = \frac{\left(\sigma_c \times h \times L \times d\right)}{4} \qquad (13.5)$$

เมื่อ

$$\sigma_c = \frac{\sigma_y}{N_y} = \frac{289.59}{2.5} = 115.836\ MPa$$

แทนค่าลงในสมการที่ 13.5

$$9.273 \times 103 = (115.836 \times 5 \times L \times 17.3) / 4 \quad \text{N.mm}$$

หรือ

$$L = (9.273 \times 103 \times 4) / (115.836 \times 5 \times 17.3) \quad \text{mm}$$

$$L = 3.702 \quad \text{mm}$$

ดังนั้นความยาวลิ่มที่สามารถทนต่อการอัดแตกควรมีความยาวมากกว่า 3.8 mm

สำหรับความยาวของลิ่มทั้งสอง เมื่อพิจารณาที่การเฉือนขาดและการอัดแตกนั้น เป็นความยาวประสิทธิผล (effective length) หรือความยาวของลิ่มส่วนที่รับแรงจริง ๆ แต่มีข้อควรระวังอยู่ว่า ควรจะใช้ลิ่มให้ยาวกว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลาอย่างน้อย 25 % เพื่อป้องกันการาขัดตัวของลิ่มในร่องลิ่มของเพลาและหน้าแปลนยึดเฟืองโซ่ ดังนั้น

$$L_{opt} = d + (0.25 \times d)$$

$$= 17.3 + (0.25 \times 17.3)$$

$$L_{opt} = 21.625 \quad \text{mm}$$

ดังนั้นความยาวของลิ่มที่ไม่ทำให้เกิดการขัดตัวควรมีความยาวประมาณ 22 mm

แต่เนื่องจากหน้าแปลนยึดเฟืองโซ่มีความยาว 41 mm ดังนั้นเพื่อความสวยงาม และเพื่อเพิ่มความแข็งแรงและเพื่อให้ง่ายขึ้นในขั้นตอนการผลิตหน้าแปลนยึดเฟืองโซ่ เราจึงเลือกใช้ลิ่มยาว 41 mm หรือใช้ลิ่มขนาด ISO / R 773 – B5× 5×41

13.4 การสร้างลิ่ม

เราใช้AISI 1030 HR ในการสร้าง จากการคำนวณเราได้ขนาดของลิ่ม กว้าง 5 mm สูง 5 mm ยาว 41 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 14

หลักการออกแบบ, การคำนวณ และการสร้าง สกรูส่งกำลัง

1. หลักการออกแบบ การออกแบบชุดสำหรับอัดกระป๋องให้แบนได้ตามขนาดที่ต้องการนั้น เราสามารถทำได้หลายวิธี ทั้งระบบไฮดรอลิกและระบบนิวเมตริก แต่เนื่องจากทั้งสองระบบนี้มีราคาต้นทุนในการสร้างที่แพงไม่เหมาะสมกับลักษณะของงาน ดังนั้นระบบสกรูส่งกำลังจึงถูกเลือกนำมาใช้ในงานนี้ โดยสกรูส่งกำลังมีหลักการทำงานคือ เปลี่ยนแรงบิดที่ส่งมาจากการขับของมอเตอร์ให้เป็นแรงเคลื่อนที่แบบเส้นตรงตามแนวแกนของสกรูส่งกำลัง สำหรับลักษณะของเกลียวที่เลือกมาใช้นั้น เป็นแบบเกลียวปากสี่เหลี่ยม เพราะสามารถส่งถ่ายกำลังได้สูงกว่าเกลียวชนิดอื่นๆ อีกทั้งยังสามารถจัดหาเกลียวสำเร็จรูปได้ง่ายตามท้องตลาดอีกด้วย

2. การคำนวณ สำหรับการคำนวณหาขนาดของสกรูส่งกำลัง เป็นการหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเกลียวและตรวจสอบการหักหรือโค้งงอเนื่องจากแรงวิกฤตของการเป็นเกลียวยาว(เสาสูง)

จากสมการที่ 7.10 แรงบิดที่ใช้ในการยกแรง w ของสกรูส่งกำลังที่มีมุมเกลียว ϕ องศา

$$T_R = \frac{W.d_m}{2}.\left[\frac{f_s + \cos\phi.\tan\alpha}{\cos\phi - f_s.\tan\alpha}\right] + r_{mc}.f_c.W \qquad 7.10$$

สมมุตติฐาน 1. สกรูส่งกำลังมีเกลียวเป็นแบบเกลียวสี่เหลี่ยม ($\phi = 0$)

2. ไม่มีบ่ารองรับ

ดังนั้นสมการที่ 7.10 จะกลายเป็น

$$T_R = \frac{W.d_m}{2}.\left[\frac{f_s + \tan\alpha}{1 - f_s.\tan\alpha}\right] \qquad 7.7$$

เมื่อ W = แรงหรือน้ำหนักที่ที่ต้องการยก = m.g = $360.44 \times 9.81 \times 10^{-3}$ = 3.536 kN

f_s = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวหน้าของเกลียวและแป้นเกลียว (ตารางที่ 22) = 0.14

สมมุติ d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ (ขนาดระบุ จากตารางที่ 19) = 7/16 in = 11.113 mm.

d_3 = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย = 0.266 in = 6.756 mm.

จำนวนเกลียวต่อความยาว 1 นิ้ว = 8 thread/in

เป็นเกลียวแบบ 1 ปาก

จากการสมมุติขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเราจะพบว่า

d_m = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ย = ½.(0.438 + 0.266) in = 8.935 mm.

P = ระยะพิตช์ = 1/8 in = 3.175 mm.

le = ระยะหลีด = n.P = 1×3.175 = 3.175 mm.

$$\tan\alpha = \frac{l_e}{\pi.d_m} = \frac{3.175}{\pi \times 8.935} = 0.113$$

แทนค่าลงในสมการที่ 7.7 เราจะได้

$$T_R = \frac{(3.536 \times 8.935)}{2}.\left[\frac{0.14 + 0.113}{1 - (0.14 \times 0.113)}\right] \text{ N.m.}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพราะฉะนั้นแรงบิดมีค่าเท่ากับ 4.061 N.m.

ตรวจสอบ

1. ความเค้นวิกฤต (Critical or Bucking stress)

เมื่อโมเมนต์ความเฉื่อย(Moment of Inertia) มีค่าเท่ากับ

$$I = \frac{\pi}{4}\cdot\left(r_3\right)^4 = A.k^2 = \pi.\left(r_3\right)^2.k^2$$

หรือ $$k = \frac{d_3}{4} = \frac{6.756}{4} = 1.689 \text{ mm.}$$

และอัตราส่วนความเพรียวมีค่าเท่ากับ

$$\frac{L_e}{k} = \frac{(316\times 1)}{1.689} = 187.093$$

ดังนั้นจะเห็นว่าอัตราส่วนความเพรียวนั้นมีค่ามากกว่า 110 จึงต้องใช้สูตรของออยเลอร์ จากสมการที่ 7.16 ในการคำนวณหาแรงวิกฤต

$$W = \frac{\pi^2.EI}{N.L_e^{\,2}} = \frac{\pi^2.(207).\left(\frac{\pi}{4}\cdot(3.378)^4\right)}{2\times(316\times 1)^2} = 1.046 \text{ kN}$$

จากการตรวจสอบเราจะพบว่าเกลียวนั้นสามารถที่จะรับแรงสูงสุดได้เพียง 1.046 kN เท่านั้น เพราะฉะนั้นจึงต้องสมมุติขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเกลียวขึ้นมาใหม่

สมมุติ d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ (ขนาดระบุ จากตารางที่ 19) = ½ in = 12.7 mm.

d_3 = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย = 0.366 in = 9.296 mm.

จำนวนเกลียวต่อความยาว 1 นิ้ว = 6.5 thread/in

เป็นเกลียวแบบ 1 ปาก

จากการสมมุติขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเราจะพบว่า

d_m = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ย = ½.(0.500 + 0.366) in = 10.998 mm.

P = ระยะพิตช์ = 1/6.5 in = 3.908 mm.

le = ระยะหลีด = n.P = 1 × 3.908 = 3.908 mm.

$$\tan\alpha = \frac{l_e}{\pi.d_m} = \frac{3.908}{\pi\times 10.998} = 0.113$$

แทนค่าลงในสมการที่ 7.7เราจะได้

$$T_R = \frac{(3.536\times 10.998)}{2}\cdot\left[\frac{0.14 + 0.113}{1-(0.14\times 0.113)}\right] \text{ N.m.}$$

เพราะฉะนั้นแรงบิดมีค่าเท่ากับ 4.999 N.m.

ตรวจสอบ

1. ความเค้นวิกฤต (Critical or Bucking stress)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อโมเมนต์ความเฉื่อย(Moment of Inertia) มีค่าเท่ากับ

$$I = \frac{\pi}{4}\cdot(r_3)^4 = A.k^2 = \pi.(r_3)^2.k^2$$

หรือ $$k = \frac{d_3}{4} = \frac{9.296}{4} = 2.324 \text{ mm.}$$

และอัตราส่วนความเพรียวมีค่าเท่ากับ

$$\frac{L_e}{k} = \frac{(316\times 1)}{2.324} = 135.967$$

ดังนั้นจะเห็นว่าอัตราส่วนความเพรียวนั้นมีค่ามากกว่า 110 จึงต้องใช้สูตรของออยเลอร์ จากสมการที่ 7.16 ในการคำนวณหาแรงวิกฤต

$$W = \frac{\pi^2.EI}{N.L_e^{\,2}} = \frac{\pi^2.(207).\left(\frac{\pi}{4}\cdot(4.648)^4\right)}{2\times(316\times 1)^2} = 3.751 \text{ kN}$$

จากการตรวจสอบเราจะพบว่าเกลียวนั้นสามารถที่จะรับแรงสูงสุดได้ 3.751 kN ซึ่งมีความแข็งแรงและปลอดภัยเพียงพอในการใช้งาน

2. ความเค้นผสม (Combine stress)

จากสมการที่ 7.18

$$\tau_d = \frac{\tau_y}{N} = \frac{(0.6).\sigma_y}{N} = \left[\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2\right]^{\frac{1}{2}} \qquad 7.18$$

เมื่อ σ = ความเค้นตั้งฉากที่กระทำพื้นที่หน้าตัดเกลียว

$$= \frac{W}{A_3} = \frac{W}{\left[\frac{\pi}{4}\cdot d_3^{\,2}\right]} = \frac{3.536\times 10^3}{\left[\frac{\pi}{4}\cdot(9.296)^2\right]} = 52.095 \text{ MPa}$$

τ = ความเค้นเฉือนเนื่องจากการบิดของเพลา

$$= \frac{T.r}{J} = \frac{16.T}{\pi.d_3^{\,3}} = \frac{16\times 4.999\times 10^3}{\pi.(9.296)^3} = 31.693 \text{ MPa}$$

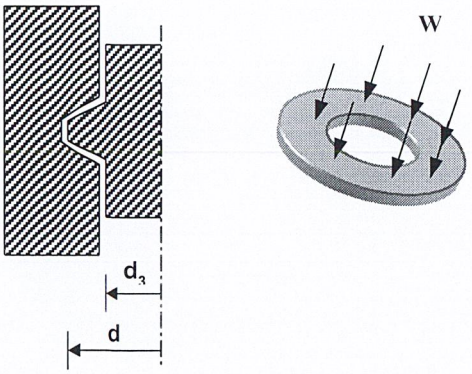
แทนค่าลงในสมการที่ 7.18 เราจะพบว่า

$$\sigma_y = \left[\frac{N}{0.6}\right]\cdot\left[\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2\right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{2}{0.6}\right]\cdot\left[\left(\frac{52.095}{2}\right)^2 + 31.693^2\right]^{\frac{1}{2}} \text{ MPa}$$

เพราะฉะนั้นความเค้นจากการคำนวณที่คำนึงถึงความเค้นผสมมีค่าเท่ากับ 136.745 MPa แต่ความเค้นของวัสดุที่เรานำมาใช้งานจริงมีค่าเท่ากับ 303.380 MPa ซึ่งจะเห็นได้ว่าความเค้นของวัสดุที่นำมาใช้มีค่ามากกว่าความเค้นใช้งานถึง 2.219 เท่า

3. ความเค้นอัดที่ผิวหน้าของฟันเกลียว (Compress stress in thread)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



จากสมการที่ 7.20

$$\sigma_c = \frac{4.W}{\pi.\left(d^2 - d_3{}^2\right).n_c} \qquad (7.20)$$

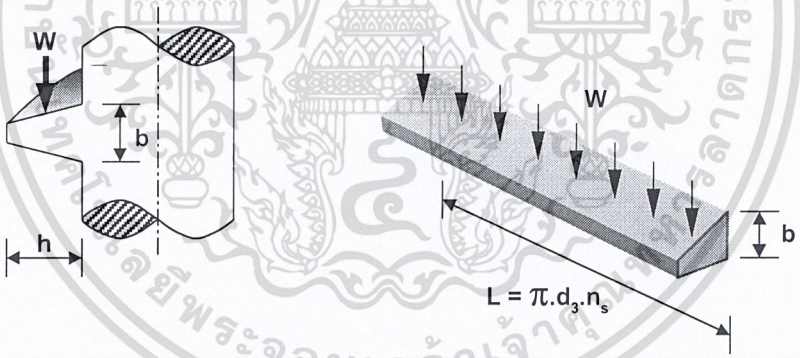
เมื่อ n_c = จำนวนเกลียวขณะที่รับแรงกด (ช่วงเกลียวตัวเมีย) = H/P = 37 / 3.908 = 9.468 thread

โดยที่ H = ความยาวของเกลียวตัวเมีย

แทนค่าลงในสมการที่ 7.20 เราจะได้

$$\sigma_c = \frac{4\times 3.536\times 10^3}{\pi.\left(12.7^2 - 9.296^2\right).(9.468)} = 6.351 \quad MPa/thread$$

4. ความเค้นเฉือนในฟันเกลียว (Shear stress in thread)



จากสมการที่ 7.21

$$\tau_d = \frac{\tau_y}{N} = \frac{V.Q}{I.t} = \frac{3.W}{2.\pi.d_3.b.n_s} \qquad (7.21)$$

เมื่อ n_s = จำนวนเกลียวขณะที่รับแรงเฉือน (ช่วงเกลียวตัวเมีย) = n_c

b = ความกว้างของโคนฟันเกลียว

แทนค่าลงในสมการที่ 7.21 เราจะพบว่า

$$\tau_y = \frac{3.\left(3.536\times 10^3\right).(2)}{2\pi.(9.296).(2.1).(9.468)} \quad MPa/thread$$

เพราะฉะนั้นความเค้นเฉือนในฟันเกลียวมีค่าเท่ากับ 18.269 MPa/thread

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้าหากสมมุติ

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ (ขนาดระบุ จากตารางที่ 19) = 1 in = 25.4 mm.

d_3 = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย = 0.781 in = 19.837 mm.

จำนวนเกลียวต่อความยาว 1 นิ้ว = 4 thread/in

เป็นเกลียวแบบ 1 ปาก

จากการสมมุติขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเราจะพบว่า

d_m = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ย = $\frac{1}{2}$.(1 + 0.781) in = 22.619 mm.

P = ระยะพิตช์ = 1/4 in = 6.350 mm.

le = ระยะหลีด = n.P = 1 × 6.350 = 6.350 mm.

$$\tan\alpha = \frac{l_e}{\pi.d_m} = \frac{6.350}{\pi \times 22.619} = 0.089$$

แทนค่าลงในสมการที่ 7.7เราจะได้

$$T_R = \frac{(3.536 \times 22.619)}{2} \cdot \left[\frac{0.14 + 0.089}{1 - (0.14 \times 0.089)} \right] \text{ N.m.}$$

เพราะฉะนั้นแรงบิดมีค่าเท่ากับ 9.273 N.m.

ตรวจสอบ

1. ความเค้นวิกฤต (Critical or Bucking stress)

เมื่อโมเมนต์ความเฉื่อย(Moment of Inertia) มีค่าเท่ากับ

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (r_3)^4 = A.k^2 = \pi.(r_3)^2.k^2$$

หรือ $$k = \frac{d_3}{4} = \frac{19.837}{4} = 4.959 \text{ mm.}$$

และอัตราส่วนความเพรียวมีค่าเท่ากับ

$$\frac{L_e}{k} = \frac{(316 \times 1)}{4.959} = 63.723$$

ดังนั้นจะเห็นว่าอัตราส่วนความเพรียวนั้นมีค่าน้อยกว่า 110 จึงต้องใช้สูตรของจอห์นสัน จากสมการที่ 7.15 ในการคำนวณหาแรงวิกฤต

$$W = \frac{A_3.\sigma_y}{N} \cdot \left[1 - \frac{\sigma_y \cdot \left(L_e / k \right)^2}{4.\pi^2.E} \right] \qquad 7.15$$

$$= \frac{\left[\frac{\pi}{4} \cdot (19.837)^2 \right].(303.380)}{(2 \times 10^3)} \cdot \left[1 - \frac{(303.380).(63.723)^2}{4.\pi^2.(207 \times 10^3)} \right] \text{ kN}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการตรวจสอบเราจะพบว่าเกลียวนั้นสามารถที่จะรับแรงสูงสุดได้ 39.814 kN ซึ่งมีความแข็งแรงและปลอดภัยเพียงพอในการใช้งาน

2. ความเค้นผสม (Combine stress)

จากสมการที่ 7.18

$$\tau_d = \frac{\tau_y}{N} = \frac{(0.6).\sigma_y}{N} = \left[\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2\right]^{\frac{1}{2}} \qquad 7.18$$

เมื่อ σ = ความเค้นตั้งฉากที่กระทำพื้นที่หน้าตัดเกลียว

$$= \frac{W}{\left[\frac{\pi}{4}\cdot d_3{}^2\right]} = \frac{3.536\times10^3}{\left[\frac{\pi}{4}\cdot(19.837)^2\right]} = 11.441 \text{ MPa}$$

τ = ความเค้นเฉือนเนื่องจากการบิดของเพลา

$$= \frac{T.r}{J} = \frac{16.T}{\pi.d_3{}^3} = \frac{16\times9.273\times10^3}{\pi.(19.837)^3} = 6.050 \text{ MPa}$$

แทนค่าลงในสมการที่ 7.18 เราจะพบว่า

$$\sigma_y = \left[\frac{N}{0.6}\right]\cdot\left[\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2\right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{2}{0.6}\right]\cdot\left[\left(\frac{11.441}{2}\right)^2 + 6.050^2\right]^{\frac{1}{2}} \text{ MPa}$$

เพราะฉะนั้นความเค้นจากการคำนวณที่คำนึงถึงความเค้นผสมมีค่าเท่ากับ 27.754 MPa แต่ความเค้นของวัสดุที่เรานำมาใช้งานจริงมีค่าเท่ากับ 303.380 MPa ซึ่งจะเห็นได้ว่าความเค้นของวัสดุที่นำมาใช้มีค่ามากกว่าความเค้นใช้งานถึง 10.931 เท่า

3. ความเค้นอัดที่ผิวหน้าของฟันเกลียว (Compress stress in thread)

จากสมการที่ 7.20

$$\sigma_c = \frac{4.W}{\pi.\left[d^2 - d_3{}^2\right].n_c} \qquad 7.20$$

เมื่อ n_c = จำนวนเกลียวขณะที่รับแรงกด (ช่วงเกลียวตัวเมีย) = H/P = 37 / 6.350 = 5.827 thread

โดยที่ H = ความยาวของเกลียวตัวเมีย

แทนค่าลงในสมการที่ 7.20 เราจะได้

$$\sigma_c = \frac{4\times3.536\times10^3}{\pi.\left(25.4^2 - 19.837^2\right).(5.827)} = 3.070 \text{ MPa/thread}$$

4. ความเค้นเฉือนในฟันเกลียว (Shear stress in thread)

จากสมการที่ 7.21

$$\tau_d = \frac{\tau_y}{N} = \frac{V.Q}{I.t} = \frac{3.W}{2.\pi.d_3.b.n_s} \qquad 7.21$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ n_s = จำนวนเกลียวขณะที่รับแรงเฉือน (ช่วงเกลียวตัวเมีย) = n_c

b = ความกว้างของโคนฟันเกลียว

แทนค่าลงในสมการที่ 7.21 เราจะพบว่า

$$\tau_y = \frac{3.(3.536\times10^3).(2)}{2.\pi.(19.837).(4.4).(5.827)} MPa/thread$$

เพราะฉะนั้นความเค้นเฉือนในฟันเกลียวมีค่าเท่ากับ 6.639 MPa/thread

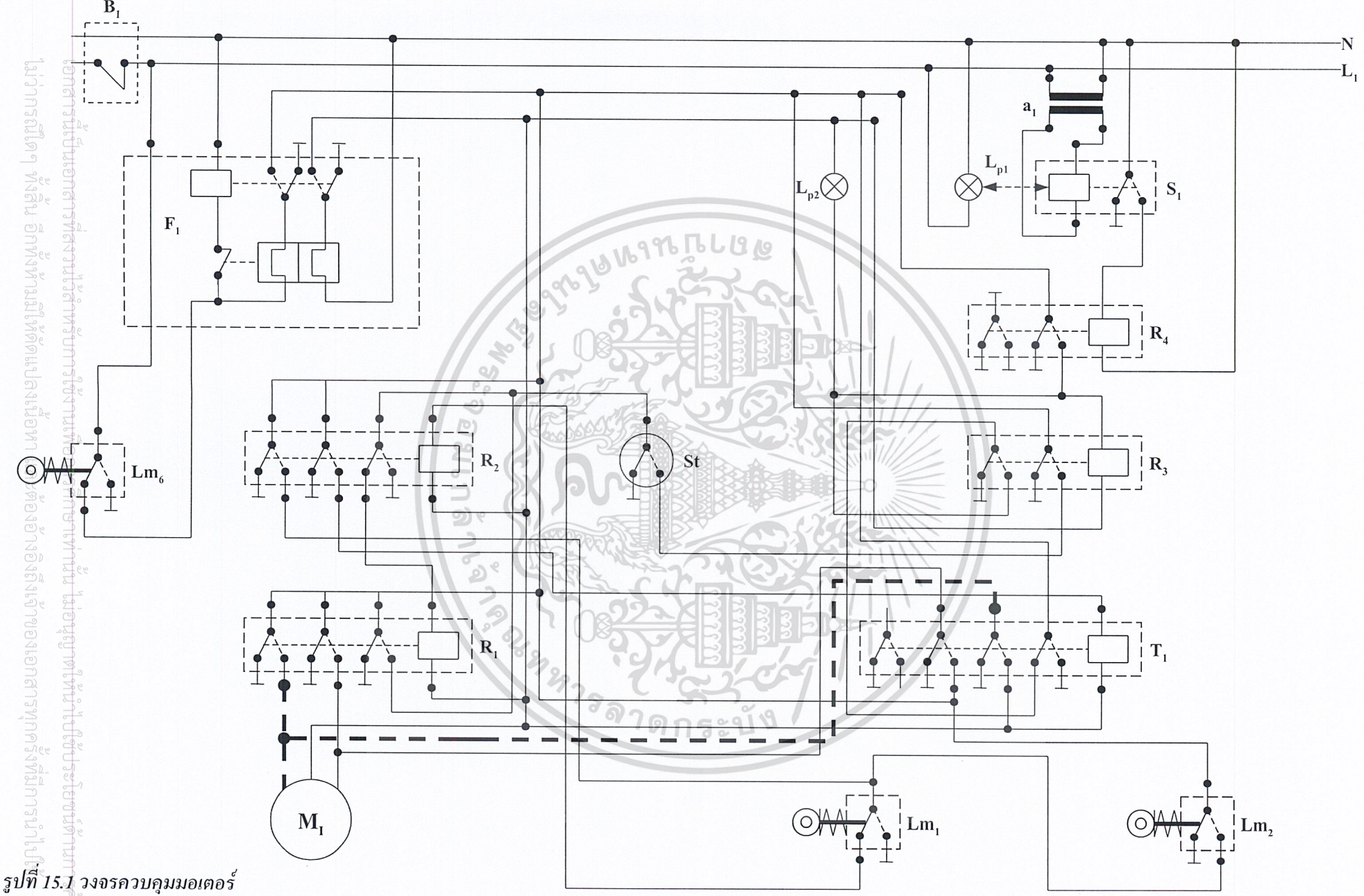
3. การสร้าง จากการคำนวณข้างต้นเราพบว่า สกรูส่งกำลังขนาด 1/2 นิ้ว ที่ทำจากวัสดุ AISI 1030 HR มีความสามารถเพียงพอที่จะใช้ในการอัดกระป๋อง (มีความสา มารถในการยกมวลขนาด 360.44 kg_f) โดยที่เกลียวไม่เกิดความเสียหายอย่างรุนแรง (อาจเกิดการสึกหรอเนื่องจากการเสียดสีที่เกลียวตัวผู้และเกลียวตัวเมียบ้างเล็กน้อย) แต่ในความเป็นจริงแล้วการจัดซื้อแบริ่งรองรับเพลาขนาด 5/16 นิ้ว นั้นหาซื้อได้ยาก และมีราคาแพง เราจึงเลือกใช้สกรูส่งกำลังขนาด 1 นิ้ว ที่ทำจากวัสดุ AISI 1030 HR เพื่อให้สามารถใช้กับแบริ่งรองรับเพลาขนาด 3/4 นิ้ว ได้ซึ่งแบริ่งรองรับเพลาขนาด 3/4 นิ้ว นี้สามารถหาซื้อได้ง่าย และมีราคาถูก และที่สกรูส่งกำลังขนาด 1 นิ้ว นี้ยังสามารถรับภาระสูงสุดได้ถึง 4058.788 kg_f อีกด้วย จึงเป็นการเพิ่มความแข็งแรง และเพิ่มความสามารถในการทำงานอีกด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

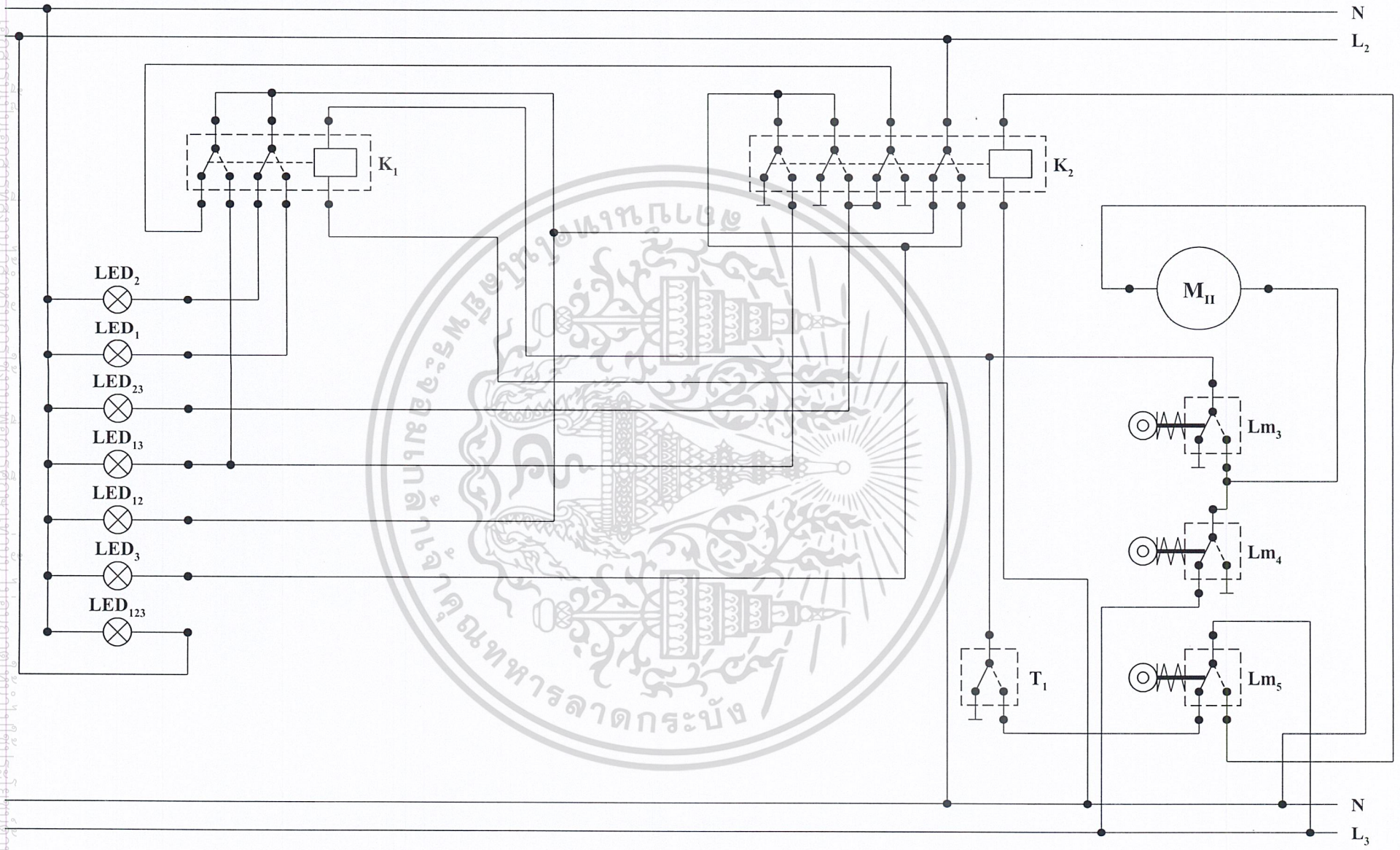
บทที่ 15

แบบแปลนวงจรไฟฟ้า
สำหรับควบคุมอุปกรณ์ไฟฟ้าภายในเครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 15.1 วงจรควบคุมมอเตอร์



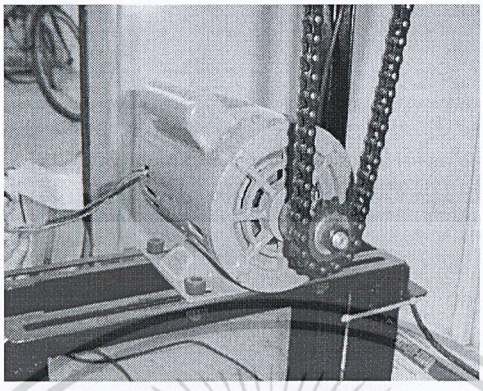
รูปที่ 15.2 วงจรควบคุมจอแสดงผล และมอเตอร์จ่ายลูกอม

รหัส	ชื่อ และชนิดของอุปกรณ์
a_1	หม้อแปลงไฟฟ้า 220 → 3-12 v.
B_1	เบรคเกอร์
F_1	โอเวอร์โหลดมอเตอร์
K_1	รีเลย์ขนาด 4.5 v.
K_2	แบบ 8 ขา
L_1	สายไฟหลักเบอร์ 1 (220 v.)
L_2	สายไฟหลักเบอร์ 2 (3 v.)
L_3	สายไฟหลักเบอร์ 3 (4.5 v.)
LED_1	
LED_2	หลอด LED ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 5 mm. (3 v.)
LED_3	โดยแบ่งหลอดออกเป็นชุดๆ โดยมี 7 ชุด
LED_{12}	เมื่อต้องการแสดงคำว่า THANK YOU จะประกอบด้วยชุด 1,12,13,123
LED_{13}	เมื่อต้องการแสดงคำว่า W E L C O M E จะประกอบด้วยชุด 2,12,23,123
LED_{23}	เมื่อต้องการแสดงคำว่า F U L L จะประกอบด้วยชุด 3,13,23,123
LED_{123}	
Lm_1	ลิมิตสวิตช์ขนาด 220 v
Lm_2	ลิมิตสวิตช์ขนาด 220 v
Lm_3	ลิมิตสวิตช์ขนาด 4.5 v
Lm_4	ลิมิตสวิตช์ขนาด 4.5 v
Lm_5	ลิมิตสวิตช์ขนาด 4.5 v
Lm_6	ลิมิตสวิตช์ขนาด 220 v
Lp_1	หลอดไฟส่องสวิตช์ตรวจจับกระป๋อง
Lp_2	หลอดไฟแสดงการพร้อมทำงาน
M_I	มอเตอร์สำหรับอัดกระป๋อง 0.5 hp
M_{II}	มอเตอร์สำหรับจ่ายลูกอม 4.5 v
N	สายดิน
R_1	
R_2	รีเลย์ขนาด 220 v
R_3	
R_4	
S_1	สวิตช์ตรวจจับกระป๋อง
St	สวิตช์สตาร์ท
T_1	ไทม์เมอร์

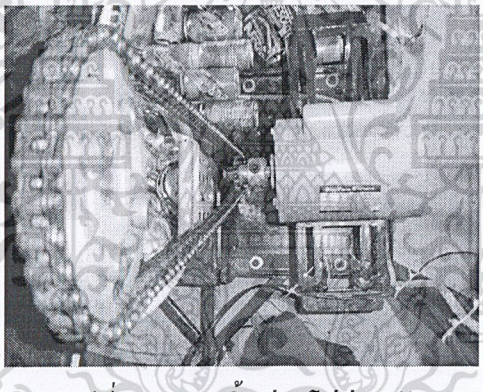
รูปที่ 3 แสดงรายการอุปกรณ์สำหรับวงจรไฟฟ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

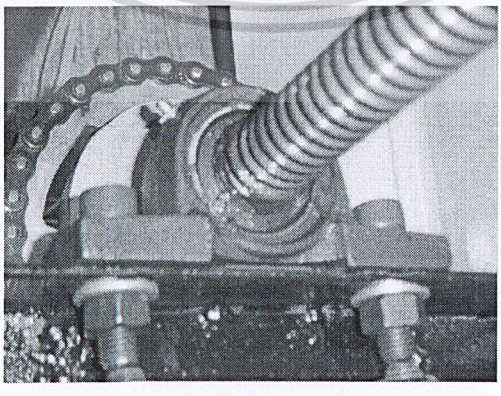
บทที่ 16
แบบชิ้นส่วนจริงของเครื่อง



รูปที่ 6.1 แสดงการยึดมอเตอร์

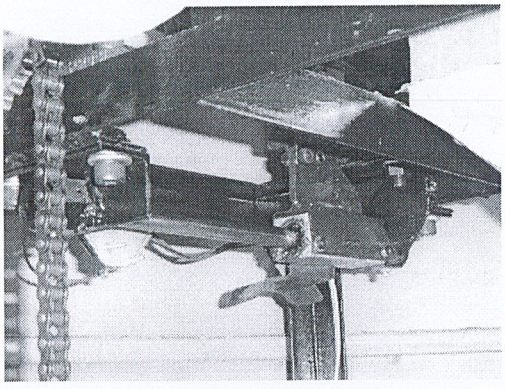


รูปที่ 6.2 แสดงชิ้นส่วนโซ่ส่งกำลัง

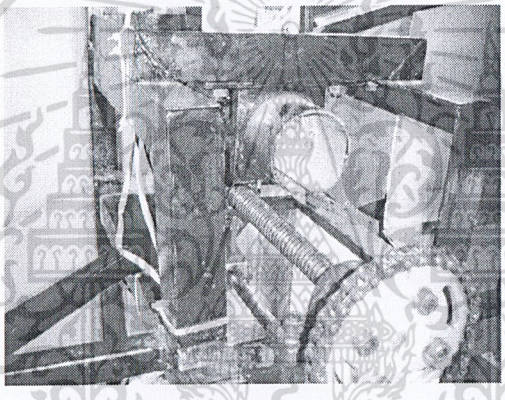


รูปที่ 6.3 แสดงการยึดของเพลากับบอลแบริ่ง

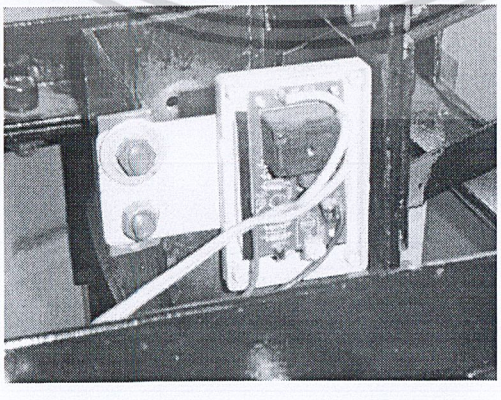
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.4 แสดงชุดไกด์นำศูนย์

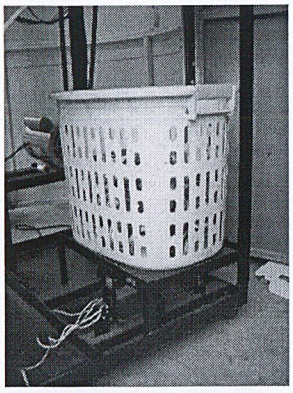


รูปที่ 6.5 แสดงชุดอัดกระป๋องน้ำอัดลม



รูปที่ 6.6 ชุดเซ็นเซอร์ตรวจจับกระป๋อง

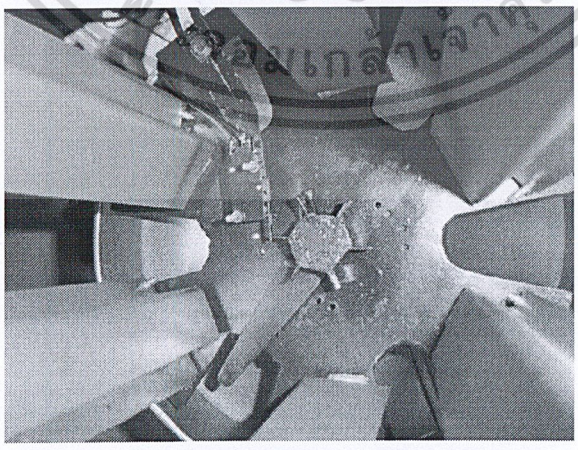
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 16.7 ระบบรองรับน้ำหนัก

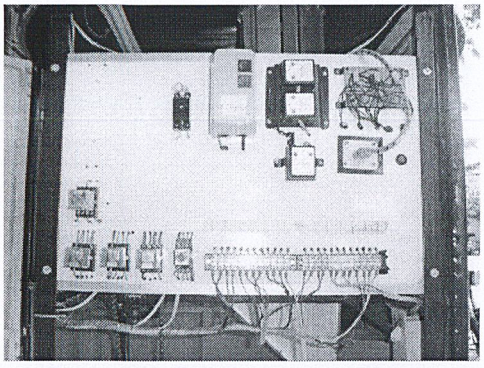


รูปที่ 16.8 ชุดจ่ายลูกอม

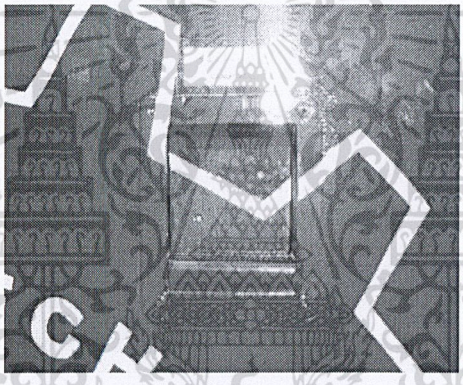


รูปที่ 16.9 แสดงก้านเตะลูกอม

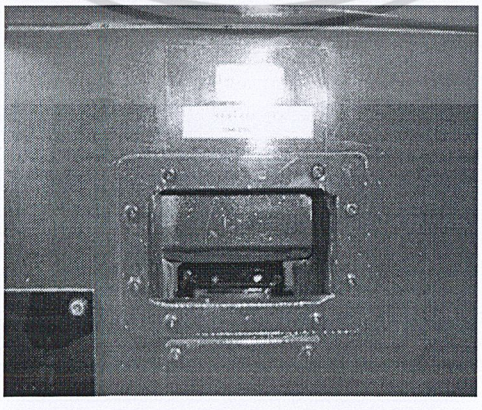
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 16.10 แสดงชุดวงจรไฟฟ้า

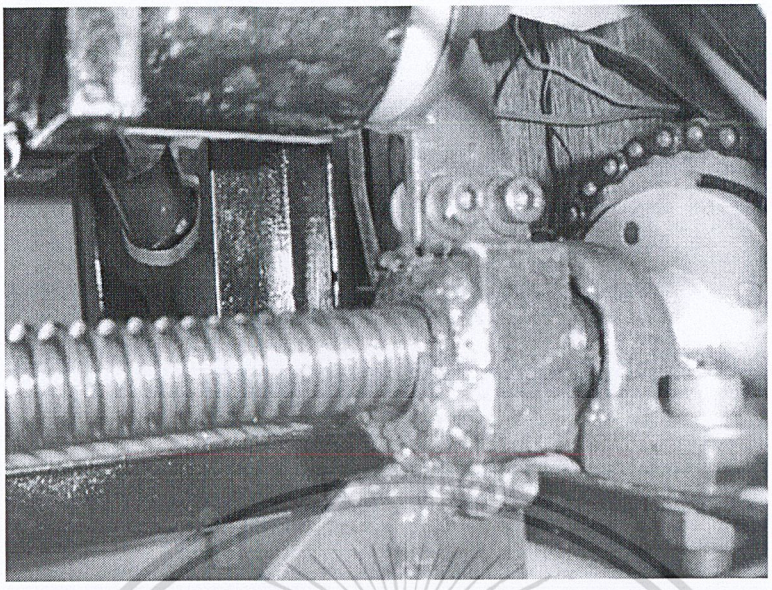


รูปที่ 16.11 แสดงช่องรับลูกอม



รูปที่ 16.12 แสดงช่องใส่กระป๋อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 16.13 ชุดสกรูส่งกำลัง



รูปที่ 16.14 ขยะบรรจุภัณฑ์หลังการจัดเก็บ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 16.15 แสดงรูปเครื่องด้านซ้าย



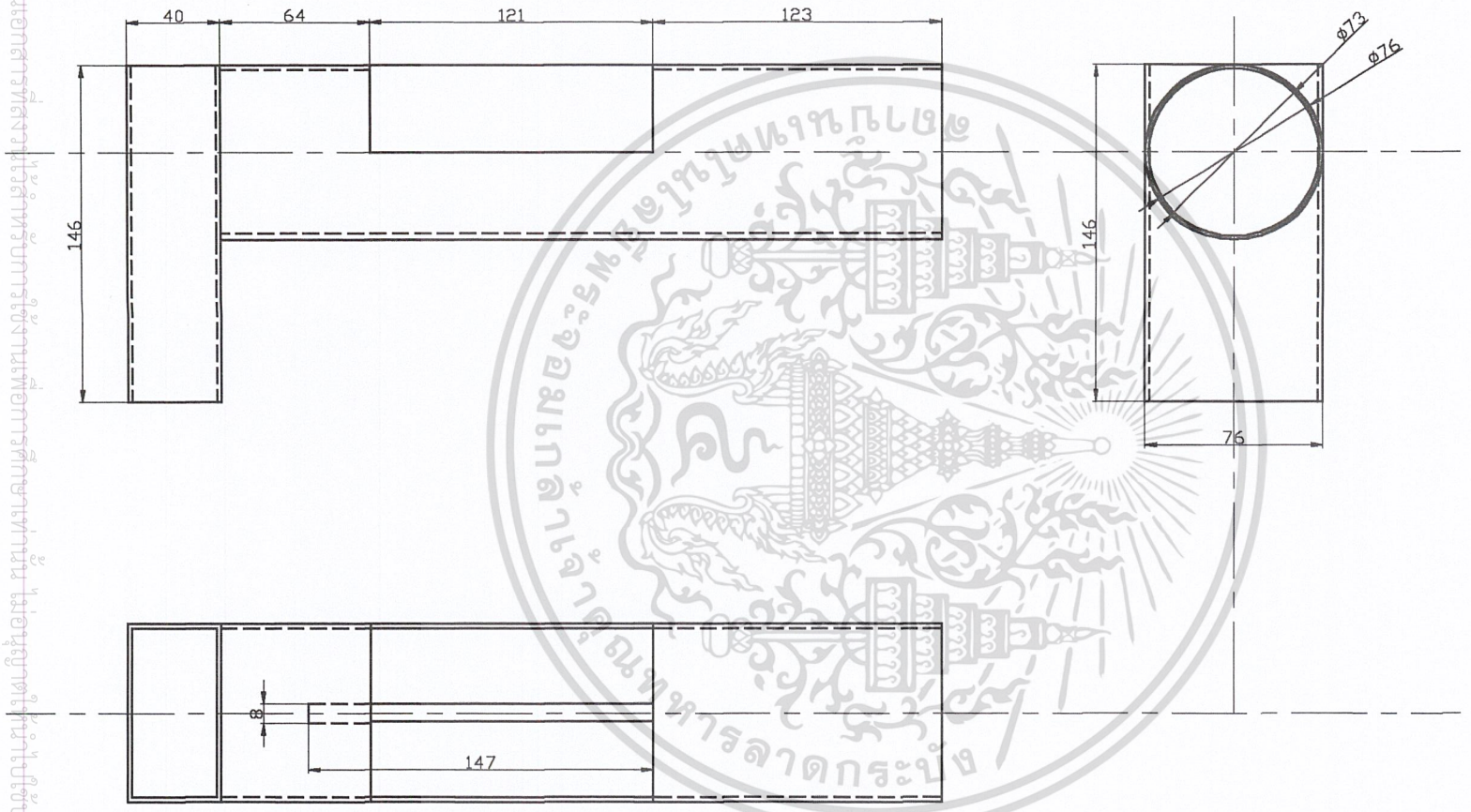
รูปที่ 16.16 แสดงรูปเครื่องด้านขวา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

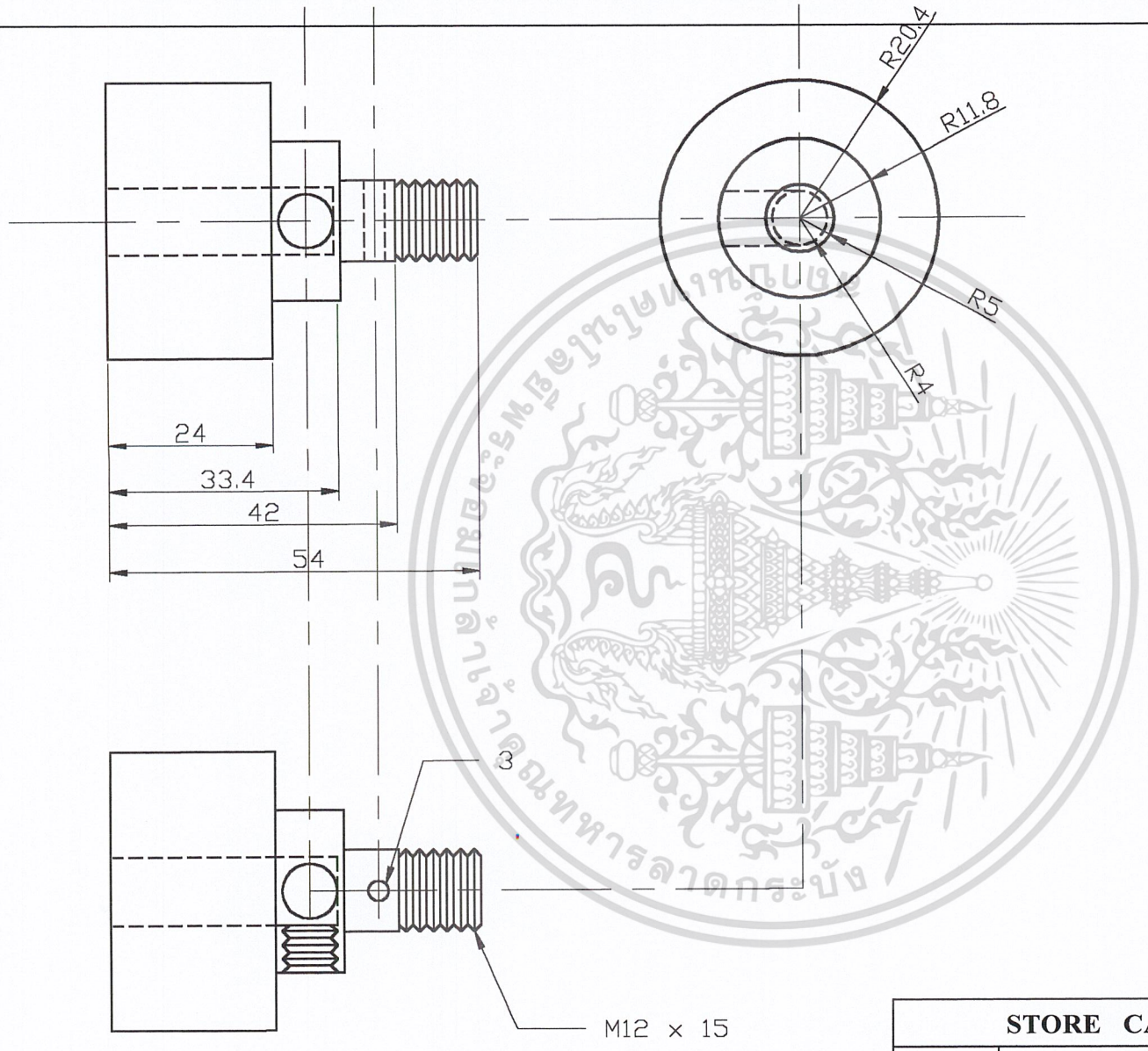
บทที่ 17

แบบแปลนชิ้นส่วนต่าง ๆ ของเครื่องจัดเก็บขยะบรรจุภัณฑ์ประเภทกระป๋องน้ำอัดลม

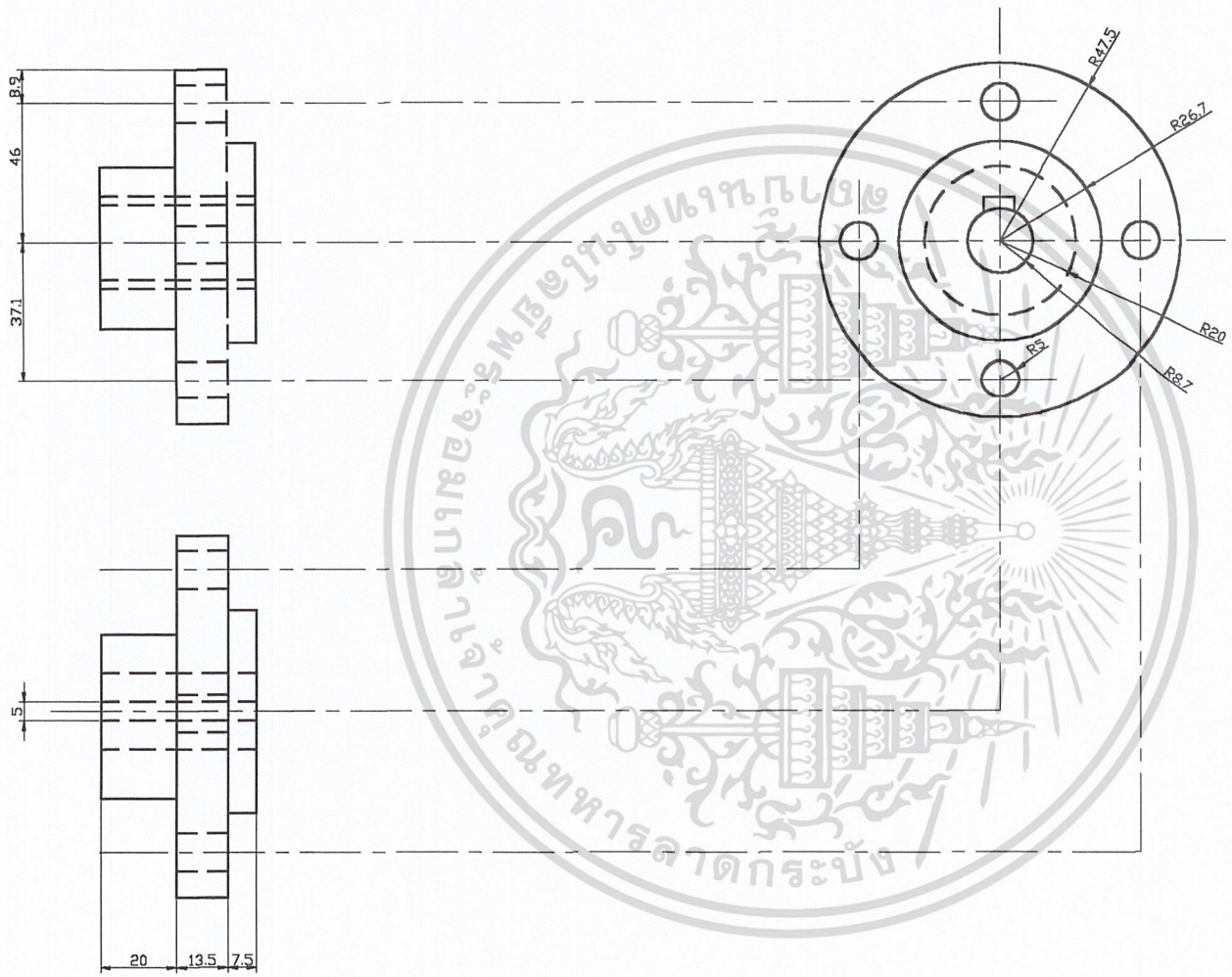
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



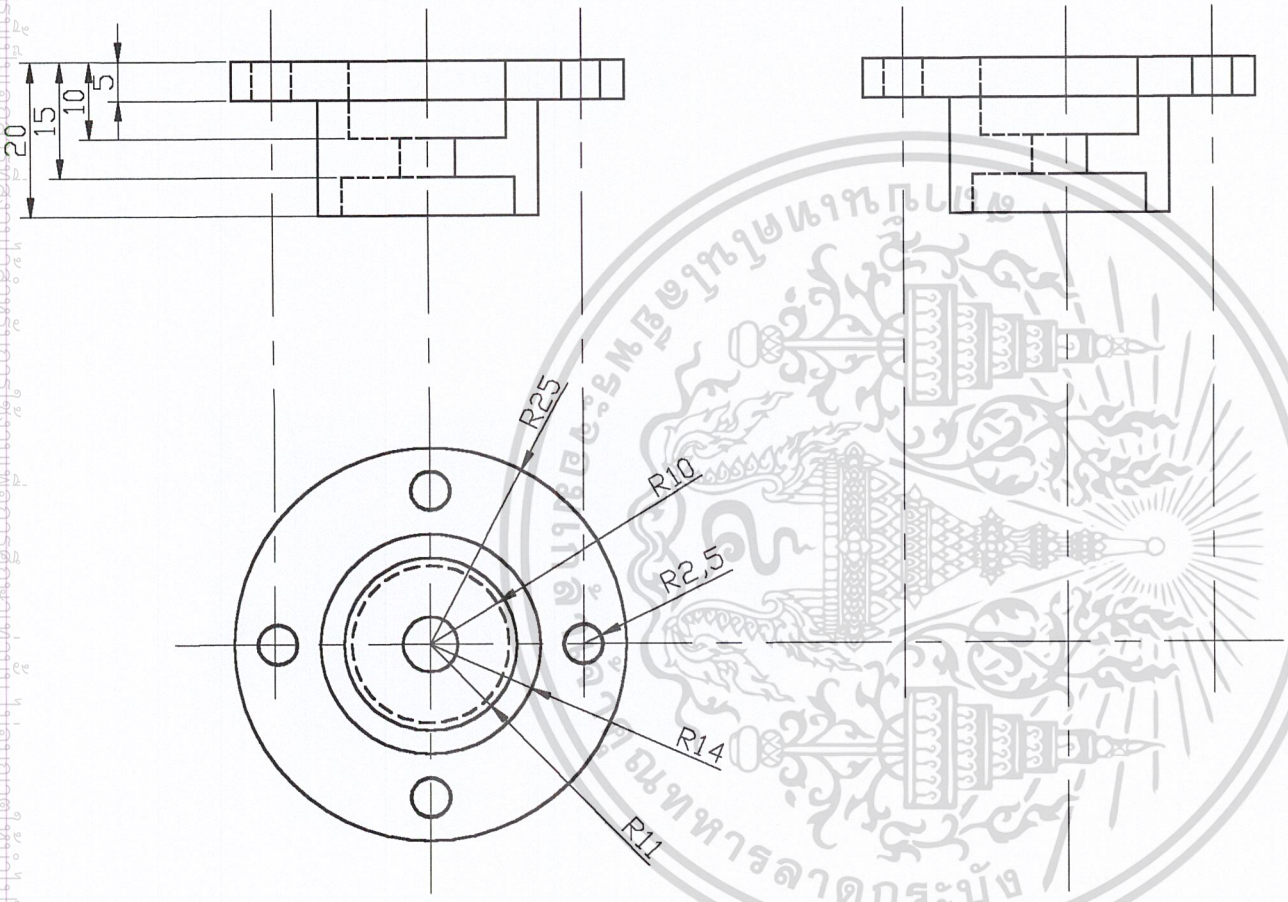
STORE CANS MACHINE 2001		
CODE	ชุดกระบอกสูบ	
ME 01	MATERIAL : AISI 1030 HR	UNIT : mm.



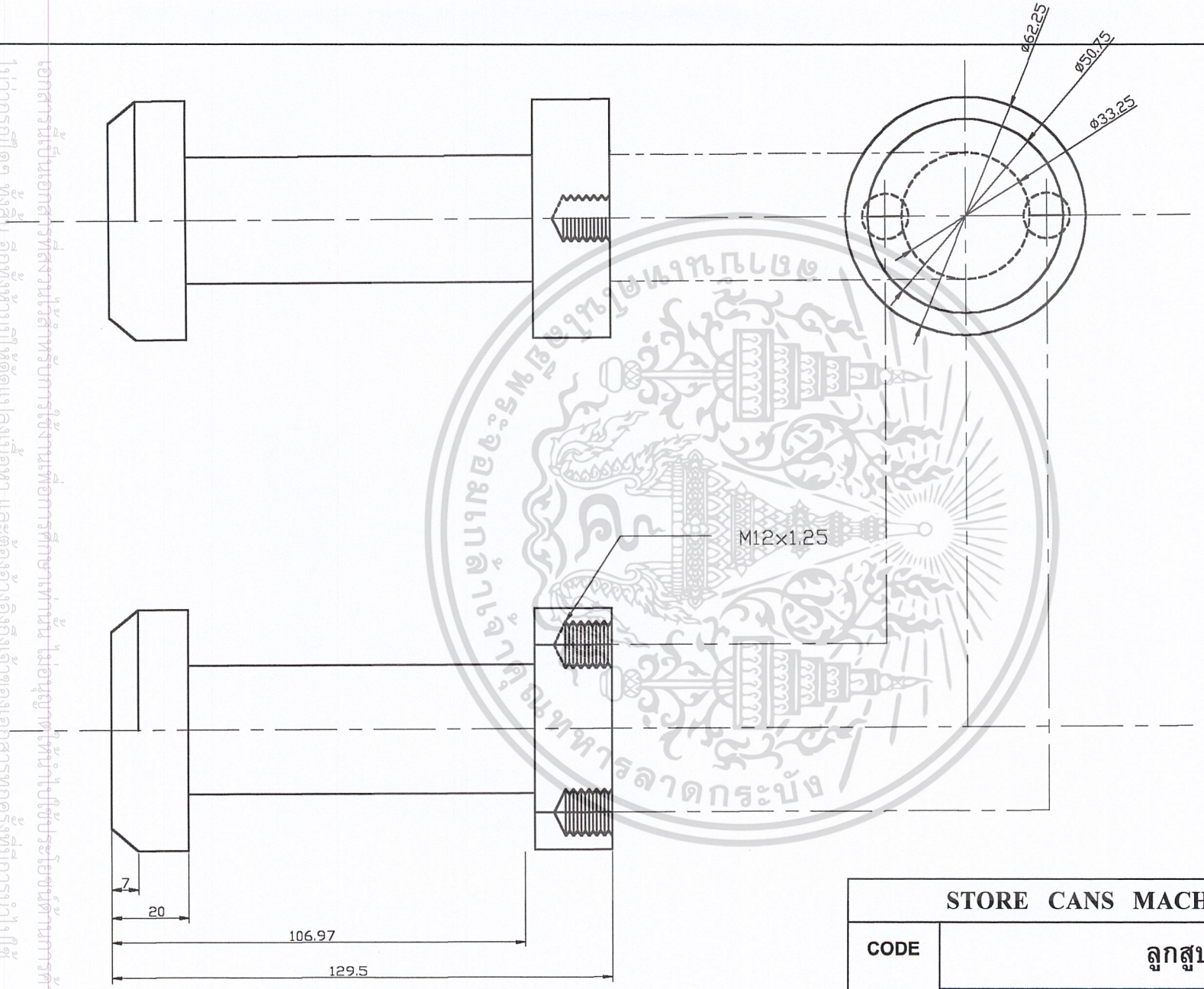
STORE CANS MACHINE 2001		
CODE	หน้าแปลนยึดเฟืองโซ่ขับ	
ME 01	MATERIAL : AISI 1030 HR	UNIT : mm.



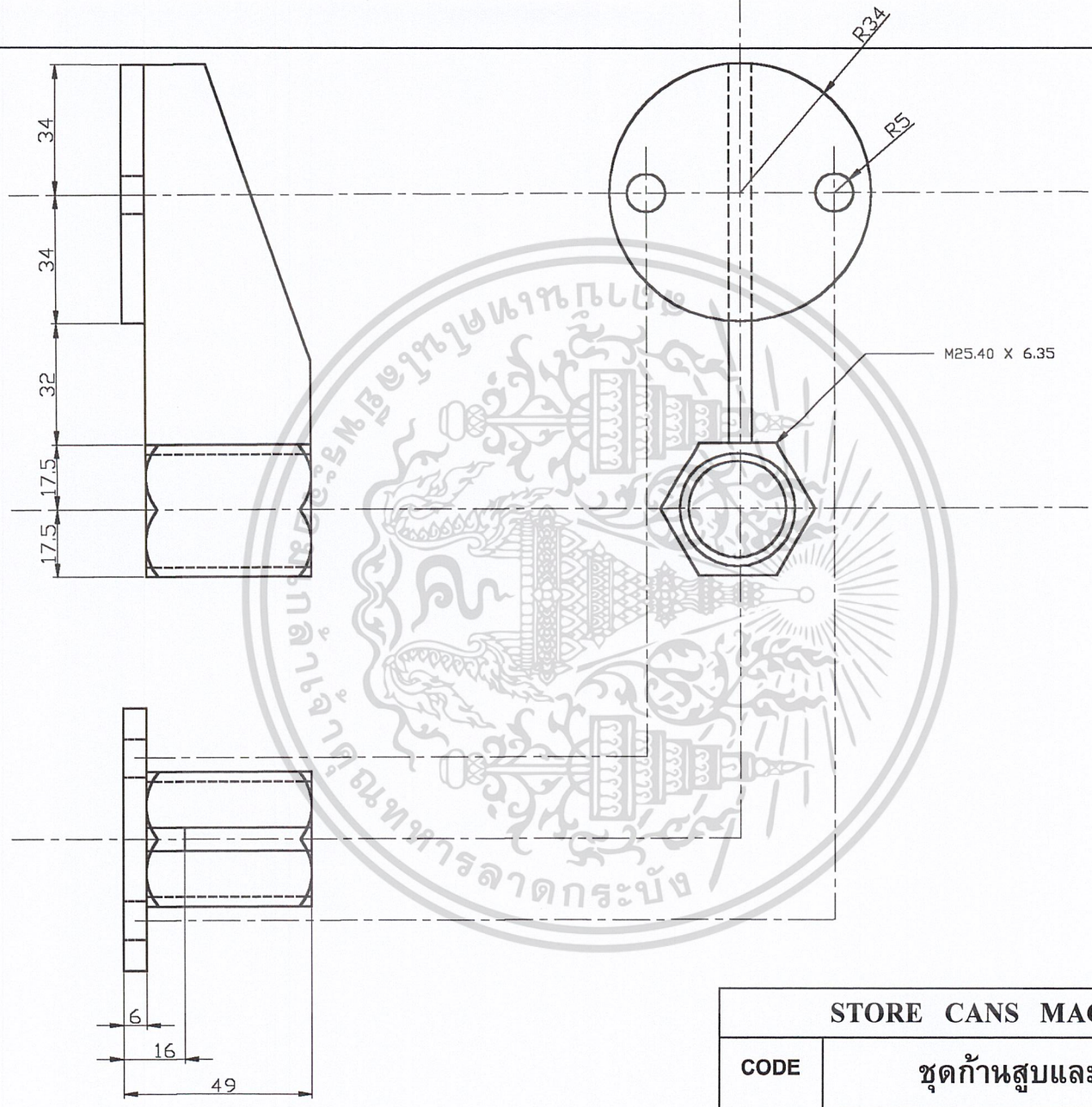
STORE CANS MACHINE 2001		
CODE	หน้าแปลนยึดเฟืองโซ่ตาม	
ME 03	MATERIAL : AISI 1030 HR	UNIT : mm.



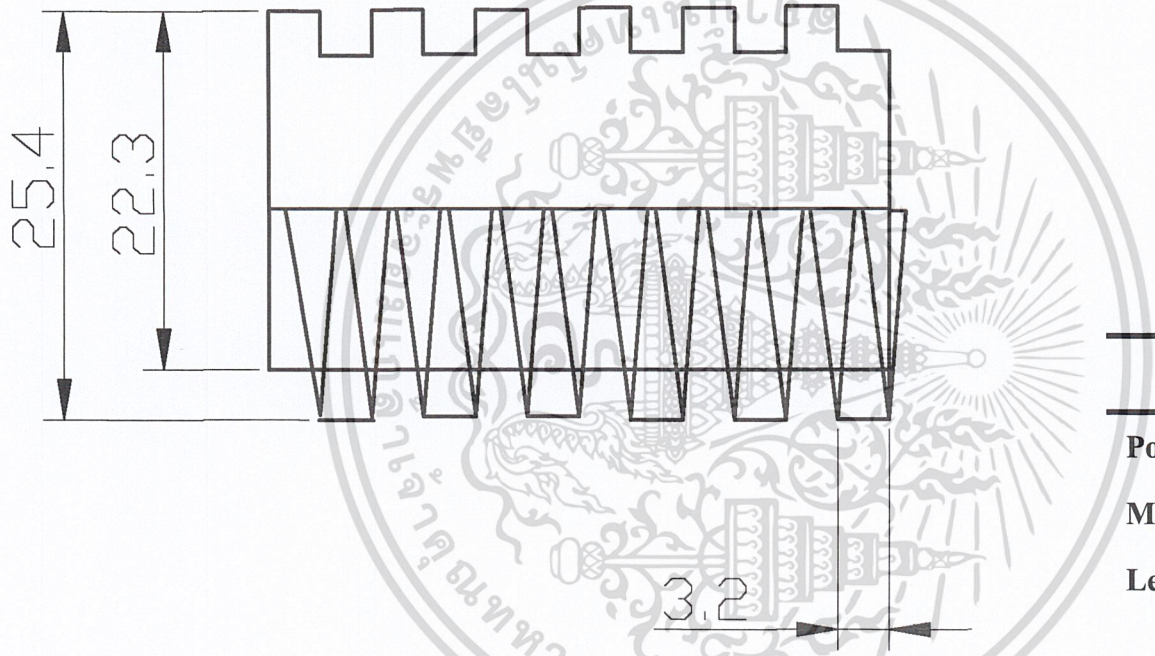
STORE CANS MACHINE 2001		
CODE	แป้นรองรับสปริง(ระบบรองรับน้ำหนัก)	
ME 04	MATERIAL : AISI 1030 HR	UNIT : mm.



STORE CANS MACHINE 2001		
CODE	ลูกสูบ	
ME 05	MATERIAL : Alumimium	UNIT : mm.



STORE CANS MACHINE 2001		
CODE	ชุดก้านสูบและเกลียวตัวเมีย	
ME 06	MATERIAL : AISI 1030 HR	UNIT : mm.



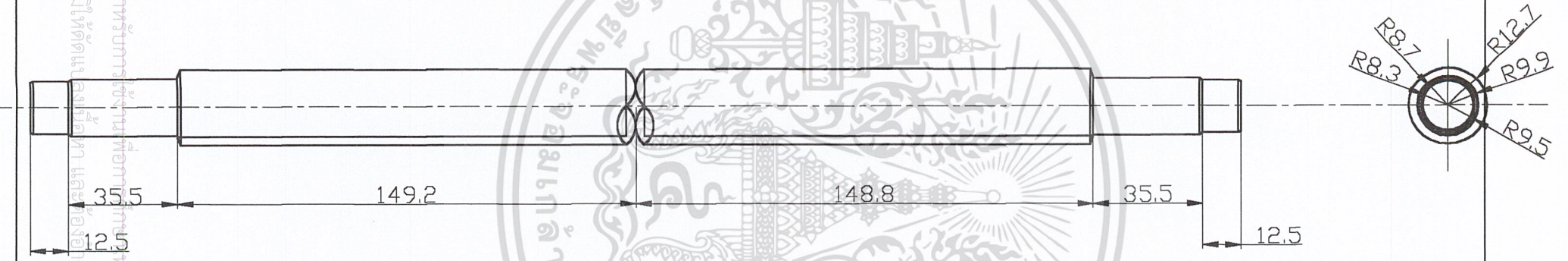
NOTE

Power Screaw

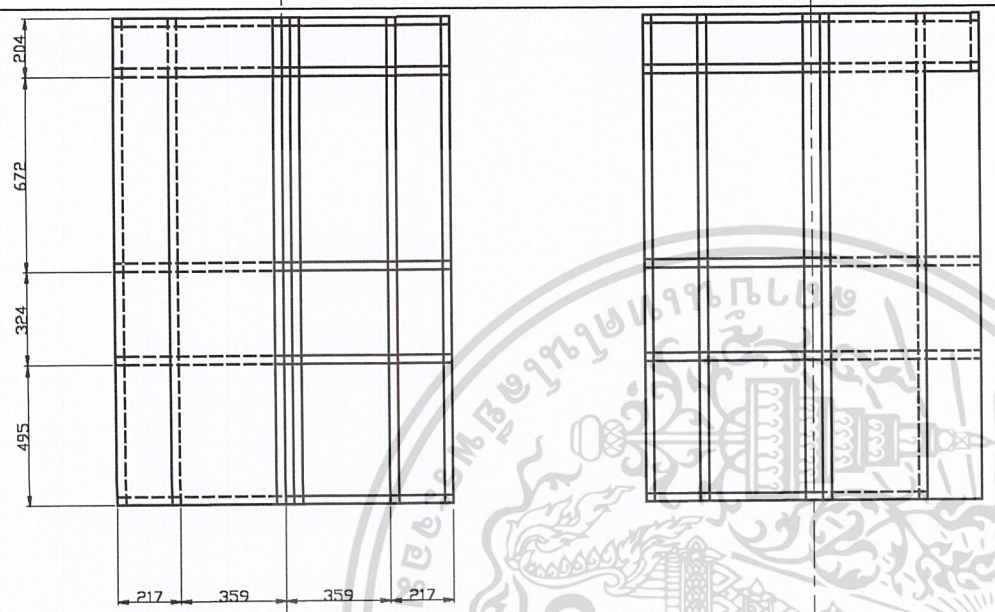
M 25.4 x 6.35

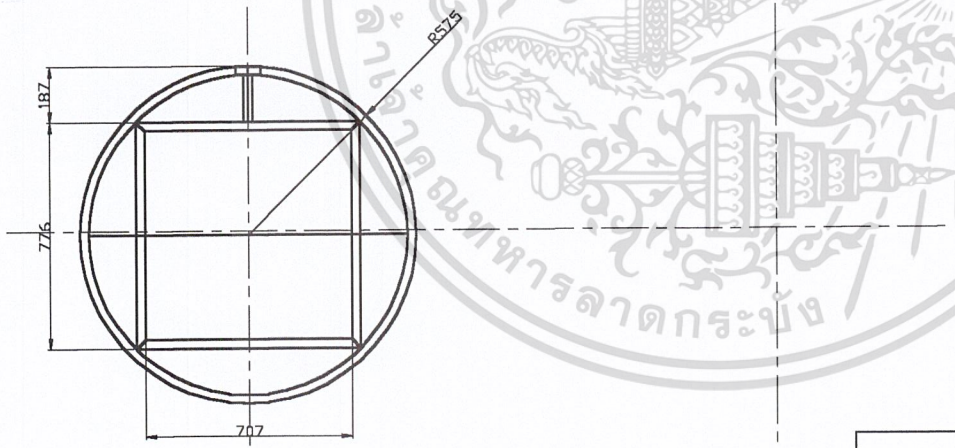
Length 400 mm.

STORE CANS MACHINE 2001		
CODE	สกรูส่งกำลัง	
ME 07	MATERIAL : AISI 1030 HR	UNIT : mm.

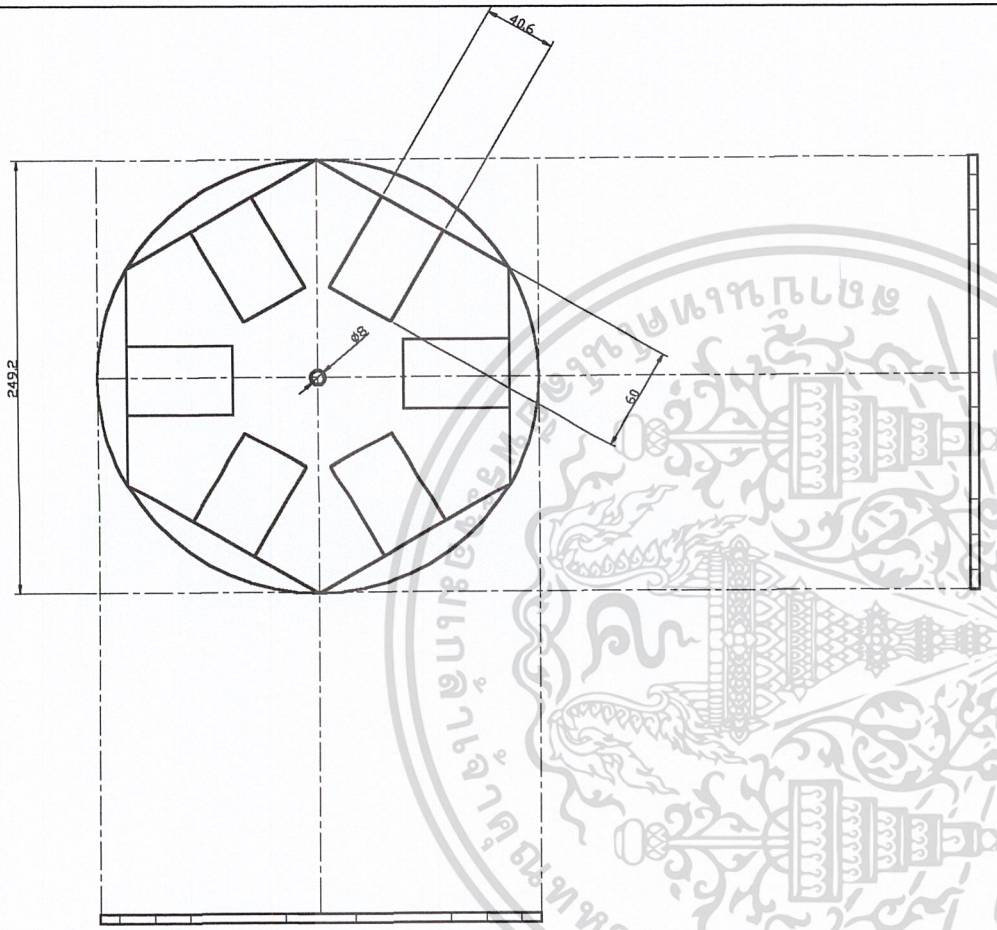


STORE CANS MACHINE 2001		
CODE	เพลาส่งกำลัง	
ME 08	MATERIAL : AISI 1030 HR	UNIT : mm.





STORE CANS MACHINE 2001		
CODE	โครงสร้างหลักของตู้	
ME 09	MATERIAL : AISI 1030 HR	UNIT : mm.



STORE CANS MACHINE 2001		
CODE	ชุดจ่ายลูกอม	
ME 10	MATERIAL : AISI 1030 HR	UNIT : mm.

บทที่ 18

การทดสอบและผลการทดสอบ

18.1 การทดสอบหาแรงในการอัดกระป๋องน้ำอัดลม

ในการคำนวณเพื่อออกแบบสร้างเครื่องต้นแบบสิ่งจำเป็นและสำคัญที่ต้องรู้ก็คือ แรงที่ใช้สำหรับอัดกระป๋องให้แบนตามขนาดที่เราต้องการ ดังนั้นเราจึงได้ทำการทดสอบโดยแบ่งเป็นทั้งหมด 3 ครั้งที่ความเร็วรอบต่าง ๆ กัน ซึ่งผลที่ได้จากการทดสอบนี้เครื่องทดสอบได้แสดงผลออกมาเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ของแรงที่ใช้ในการกดอัดกับระยะทางที่ใช้กดอัด

18.1.1 อุปกรณ์ในการทดสอบ

18.1.1.1 กระป๋องน้ำอัดลม

เครื่องทดสอบความแข็งแรงของวัสดุเนื่องจากการดึงหรือการกด

18.1.2 ขั้นตอนการทดสอบ

18.1.2.1 set เครื่องทดสอบโดยปรับตั้งความเร็วไว้ที่ 100 mm/min ที่ระยะการกด 100 mm

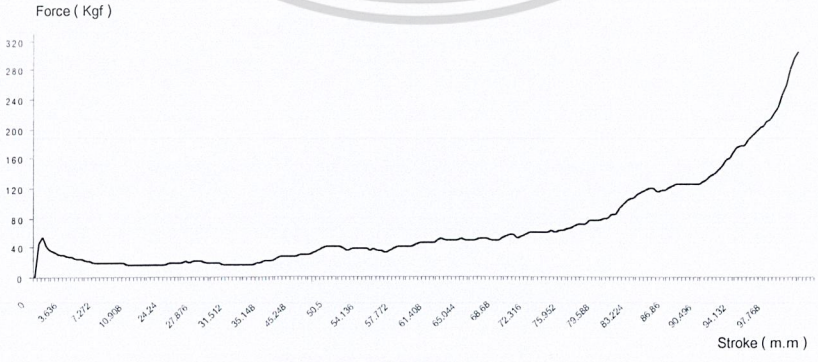
18.1.2.2 ทำการรันเครื่องทดสอบ

18.1.2.3 รอการแสดงผลจากเครื่องทดสอบในรูปแบบของกราฟ

18.1.2.4 แล้วทำการทดสอบตามขั้นตอนที่ 1 จนจบขั้นตอนที่ 3 ใหม่อีกครั้ง โดยปรับตั้งค่าความเร็วต่างๆกันที่ 300, 500 mm/min โดยจะคงที่ระยะการกดไว้ที่ 100 mm.

18.1.3 ผลการทดสอบ

- ที่ความเร็ว 100 mm/min
- ระยะกด 100 mm
- ระยะเวลาในการกด 60 sec
- แรงในการกด 305.42 kg_f



กราฟที่ 18.1 แสดงผลการทดสอบที่ความเร็ว 100 mm/min

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ที่ความเร็ว 300 mm/min
- ระยะกด 100 mm
- ระยะเวลาในการกด 20 sec
- แรงในการกด 353.15kg_f



กราฟที่ 18.2 แสดงผลการทดสอบที่ความเร็ว 300 mm/min

- ที่ความเร็ว 500 mm/min
- ระยะกด 100 mm
- ระยะเวลาในการกด 12 sec
- แรงในการกด 360.44 kg_f



กราฟที่ 18.3 แสดงผลการทดสอบที่ความเร็ว 500 mm/min

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

18.2 การทดสอบหาความเร็วในการอัดกระป๋องน้ำอัดลม

การทดสอบหาความเร็วในการอัดกระป๋องน้ำอัดลมก็เนื่องมาจากว่าเราต้องการหาความเร็วที่เหมาะสมที่สุด และทำให้ระบบส่งกำลังทำงานได้ราบเรียบที่สุด ซึ่งในการทดสอบหาความเร็วเราได้ทำการเปลี่ยนอัตราทดของเฟืองโซ่ส่งกำลังโดยการเปลี่ยนขนาดของเฟืองตาม ซึ่งในขั้นเริ่มต้นเราได้ทดลองใช้เฟืองตามจำนวน 38 ฟัน และได้ลดขนาดของเฟืองตามลงมาเรื่อย ๆ จนได้ขนาดของเฟืองตามที่เหมาะสมอยู่ที่ 32 ฟัน ในขณะที่เราได้คงที่ขนาดของเฟืองส่งกำลังไว้ที่ 13 ฟัน และจากการทดสอบเปลี่ยนขนาดของเฟืองตามในขั้นต้นที่ 38 ฟันเราพบว่าระบบส่งกำลังของเราไม่มีความราบเรียบ เนื่องจากต้องรับแรงจากการที่กระป๋องน้ำอัดลมถูกอัดเป็นอย่างมากจนทำให้ระบบโครงสร้างของเครื่องเกิดการสั่นสะเทือนอย่างเห็นได้ชัด ซึ่งระยะเวลาที่ใช้ในการทดสอบการอัดอยู่ที่ 11.595 วินาที ดังนั้นเราจึงได้ทำการลดขนาดของแรงที่ใช้ในการอัดกระป๋องลงโดยการลดขนาดของเฟืองตามไว้ที่ 32 ฟัน ซึ่งทำให้ระบบส่งกำลังเป็นไปอย่างราบเรียบทำให้โครงสร้างของเครื่องเกิดการสั่นสะเทือนน้อยลง ซึ่งทำให้เวลาที่ได้จากการทดสอบการอัดกระป๋องสั้นลงอยู่ที่ 10.298 วินาที

18.2.1 อุปกรณ์ในการทดสอบ

18.2.1.1 กระป๋องน้ำอัดลม

18.2.1.2 นาฬิกาจับเวลา

18.2.2 ขั้นตอนในการทดสอบ

18.2.2.2 นำกระป๋องน้ำอัดลมไปจ่อที่ช่องใส่กระป๋อง และเตรียมจับเวลา

18.2.2.3 เริ่มจับเวลาพร้อมกับดันกระป๋องลงไปในรางลำเลียงกระป๋อง รอจนกระทั่งมีสัญญานไฟเขียวที่ปุ่ม start จากนั้นทำการกดปุ่ม start และรอจนกว่าชุดจ่ายลูกอมได้ทำการจ่ายลูกอมให้เป็นสิ่งตอบแทน ซึ่งในการทดสอบได้แบ่งตามอัตราทดเป็น 2 แบบ คือ แบบเฟืองตาม 38 ฟัน และแบบเฟืองตาม 32 ฟัน

18.2.2.4 บันทึกเวลาที่ได้จากการทดสอบ

18.2.3 ผลการทดสอบ

จำนวนฟัน Z= 38 ฟัน		
No.	Time (sec)	ความหนาของกระป๋อง(mm)
1	13	24
2	11.2	24
3	11.5	24
4	11.6	23
5	12.1	23
6	11.68	24
7	11.09	24

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

No.	Time (sec)	ความหนาของกระป๋อง(mm)
8	11.30	23
9	11.47	23
10	11.01	23

ตารางที่ 18.1 แสดงผลการทดสอบที่เฟืองตาม 38 ฟัน

จำนวนฟัน Z= 32ฟัน		
No.	Time (sec)	ความหนาของกระป๋อง(mm)
1	10.44	23
2	10.17	24
3	11.34	23
4	9.95	25
5	10.01	24
6	10.30	24
7	10.12	25
8	10.74	27
9	10.68	24
10	10.23	23

ตารางที่ 18.2 แสดงผลการทดสอบที่เฟืองตาม 32 ฟัน

18.2.4 สรุปผลการทดสอบ

จากตารางที่ได้เราสามารถสรุปได้ว่า เวลาที่เราได้จากการทดสอบนั้นจะแปรผันไปตามแรงที่เราได้ทำการส่งกระป๋องเข้าไปในรางลำเลียง ดังนั้นทำให้เวลาที่ได้จากการทดสอบนั้น เกิดการคลาดเคลื่อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 19
สรุปและวิจารณ์

จากการที่เราได้นำเครื่องออกมาทดลองใช้งาน และได้บันทึกผลการทดลองไปแล้วนั้นจะเห็นว่าค่าที่เราได้ทำการบันทึก มีอยู่ 2 ค่า คือ ระยะเวลาที่เครื่องทำงานจนครบวัฏจักร และขนาดกระป๋องหลังจากผ่านการทำงานของเครื่อง และจากที่เราได้ตั้งเป้าหมายเกี่ยวกับระยะเวลาที่ใช้ในการทำงานครบรอบวัฏจักรของเครื่องในแต่ละรอบ ต้องไม่เกิน 30 วินาที เพื่อที่จะไม่เป็นการรอคอยที่นานเกินไปในการใช้บริการของเครื่อง และเป้าหมายเกี่ยวกับขนาดของกระป๋องหลังจากที่ผ่านการทำงานของเครื่องแล้ว ต้องมีขนาดเล็กพอที่จะสามารถจัดเก็บในเครื่องอย่างประหยัดเนื้อที่มากที่สุด ผลที่ได้ออกมาถือว่าประสบความสำเร็จตามเป้าหมายที่เราได้วางเอาไว้ คือขนาดกระป๋องหลังจากที่ผ่านการทำงานของเครื่องแล้ว มีขนาดเฉลี่ยอยู่ที่ 24.2 มิลลิเมตร ทำให้ปริมาณสูงสุดที่เครื่องสามารถจัดเก็บได้มีปริมาณ 300 กรกะป๋อง ซึ่งเป็นไปตามขนาดสเปคเครื่องตามที่เราได้ออกแบบเอาไว้

และเรายังประสบความสำเร็จเกินเป้าหมายที่เราได้ตั้งเอาไว้ ในเรื่องของระยะเวลาที่เครื่องต้องใช้ในการทำงานแต่ละรอบวัฏจักร ซึ่งเครื่องสามารถทำงานครบรอบวัฏจักรโดยใช้เวลาเฉลี่ยเพียง 10.298 วินาที ซึ่งเป็นการประหยัดเวลาในการใช้งานให้แก่ผู้ใช้บริการมากขึ้น และยังทำให้เครื่องสามารถทำการจัดเก็บกระป๋องได้มากขึ้น เมื่อเทียบเวลาในการทำงานที่เท่ากัน นอกจากนี้การออกแบบชิ้นส่วนโครงสร้างเครื่องตามทฤษฎี เราได้กำหนดค่าความปลอดภัยไว้ที่ 2 ทำให้เครื่องเราสามารถรับแรงที่เกิดขึ้นได้อย่างสบาย และใช้งานได้อย่างปลอดภัย

ในส่วนของเป้าหมายหลักอื่น ๆ ที่เราได้วางเอาไว้ ไม่ว่าจะเป็นการคัดแยกกระป๋องอื่นที่ผิดประเภทไปจากกระป๋องที่เราต้องการออกจากเครื่อง เครื่องจะไม่ทำงานเมื่อยังไม่มีการหยอดกระป๋อง การจ่ายผลตอบแทนลูกอม 1 เม็ด ต่อกระป๋อง 1 ใบ ตัวอักษรทางมอนิเตอร์ที่ต้องแสดงคำว่า WELCOME ตลอดเวลาเมื่อยังไม่มีการใช้บริการ แสดงคำว่า THANK YOU เมื่อเครื่องกำลังทำงาน จนกระทั่งเครื่องทำงานเสร็จ และแสดงคำว่า FULL เมื่อเครื่องบรรจุ 300 กระป๋อง และทำการตัดไฟทั้งระบบด้วยภายในตัวเพื่อเครื่องจะหยุดการทำงาน และรอการถ่ายกระป๋องออกจากตู้ รูปทรงของเครื่องที่สวยเป็นที่ดึงดูดให้คนเข้ามาใช้งาน

เป้าหมายหลักเหล่านี้ล้วถูกทำให้เกิดขึ้นจริงทั้งหมดทั้งจากระบบกลไกต่าง ๆ ของเครื่องที่แสดงผลการทำงานออกมา และจากกลุ่มผู้ที่เข้ามาใช้บริการ เว้นแต่การจะบอกจำนวนที่แน่นอนของผู้ที่ให้ความสนใจเข้ามาใช้บริการ ซึ่งเราไม่สามารถบอกได้ เนื่องจากเราไม่ได้ทำแบบสอบถามขึ้นมา ทำการสอบถามกลุ่มผู้ใช้บริการ ด้วยเหตุผลที่ทางกลุ่มผู้ทำโครงงานนี้ไม่มีความรู้ในเรื่องวิธีการทำแบบสอบถามและตัวเครื่องเสร็จช้า จนไม่เหลือเวลาที่จะออกทำการสำรวจสอบถามความน่าใช้ของรูปลักษณ์ตัวเครื่อง

จึงเป็นที่น่าเสียดายมากที่เราไม่สามารถบอกเป็นเปอร์เซ็นต์ ในความดึงดูดใจที่เกิดขึ้นในผู้ใช้บริการ และในส่วนของการคัดแยกที่ยังมีข้อผิดพลาดบ้างตามเป้าหมาย คือ การคัดแยกกระป๋องประเภทอื่น ๆ ยังไม่สามารถทำได้สมบูรณ์แบบ 100 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งความไม่สมบูรณ์แบบของบางชิ้นส่วน และ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แนวทางการพัฒนาเครื่อง ที่กลุ่มผู้ทำโครงงานนี้เห็นว่าน่าจะมีประโยชน์และสามารถเป็นไปได้ในการนำไปพัฒนาเครื่องจะได้เสนอแนะในหัวข้อวิจารณ์ต่อไป

วิจารณ์และเสนอแนะ

เครื่องจัดเก็บขยะบรรจุภัณฑ์ประเภทกรกะป๋องน้ำอัดลม ยังมีข้อควรปรับปรุงในบางส่วน ซึ่งแยกได้ดังนี้

- เครื่องมีขีดจำกัดเรื่องการแยกขนาดของกระป๋องทำให้เราสามารถทำการจัดเก็บ กระป๋องน้ำอัดลมได้เพียงขนาดเดียว โดยที่การคัดแยกกระป๋องที่เราไม่ต้องการ ยังไม่สามารถทำได้ 100 เปอร์เซ็นต์

ควรจัดเก็บกระป๋องน้ำอัดลมได้หลายขนาดมากกว่านี้ ควรมีการศึกษาขนาดกระป๋องชนิดต่าง ๆ ตามท้องตลาดทั้งหมด เพื่อเก็บเป็นข้อมูลในการปรับปรุงเครื่อง ในครั้งต่อไป ควรมีระบบการคัดแยกที่แน่นอนกว่านี้ โดยอาจจะศึกษาระบบเซ็นเซอร์ตรวจจับเพื่อที่จะนำมาประยุกต์ใช้กับงานในโอกาสต่อไป

- ชุดจ่ายลูกอมสามารถจ่ายลูกอมได้เพียงขนาดเดียว ทำให้รูปแบบของชุดจ่ายลูกอม ไม่สามารถใช้กับลูกอมชนิดอื่นได้

ควรมีการออกแบบชุดจ่ายลูกอม ให้สามารถจ่ายลูกอมได้หลายชนิด เพื่อเป็นการดึงดูดใจแก่ผู้นำกระป๋องมาทิ้งมากยิ่งขึ้น

- ชุดส่งกำลัง มีเสียงดังมากเกินไปขณะที่เครื่องทำงาน

ควรทดลองเปลี่ยนระบบส่งกำลังอื่น ๆ มาใช้แทน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก.

คุณสมบัติและตารางในการออกแบบ

ขนาดเป็น mm

โซ่ ISO	พิตช์ p	d_1 max	b_1 min	d_2 max	b_3 min	แรงแตกหัก kN		
						หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น
05B	8.00	5.00	3.00	2.31	4.90	4.51	7.85	11.18
06B	9.525	6.35	5.72	3.28	8.66	8.93	16.97	24.92
08A	12.70	7.95	7.95	3.96	11.31	13.83	27.66	41.50
08B	12.70	8.51	7.75	4.45	11.43	17.85	31.20	44.54
10A	15.875	10.16	9.53	5.08	13.97	21.78	43.56	65.33
10B	15.875	10.16	9.65	5.08	13.41	22.27	44.54	66.81
12A	19.05	11.91	12.70	5.94	17.88	31.20	62.39	93.59
12B	19.05	12.07	11.68	5.72	15.75	28.94	57.88	86.82
16A	25.40	15.88	15.88	7.92	22.74	55.62	111.25	166.87
16B	25.40	15.88	17.02	8.28	25.58	42.28	84.56	126.84
20A	31.75	19.05	19.05	9.53	27.59	86.82	173.64	260.46
20B	31.75	19.05	19.56	10.19	29.14	64.55	129.10	193.65
24A	38.10	22.23	25.40	11.10	35.59	124.59	249.17	373.76
24B	38.10	25.40	25.40	14.63	38.05	97.90	195.81	293.71

ตารางที่ 1 โซ่โรลเล่อร์ตามมาตรฐาน ISO/ R 606-1976 (E)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดเป็น mm

โซ่ ISO	พิตช์ p	d_1 max	b_1 min	d_2 max	b_3 min	แรงแตกหัก kN		
						หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น
28A	44.45	25.40	25.40	12.70	37.32	169.12	338.25	507.37
28B	44.45	27.94	30.99	15.90	46.71	129.10	258.20	387.30
32A	50.80	28.58	31.75	14.27	45.34	222.49	444.98	667.47
32B	50.80	29.21	30.99	17.81	45.70	169.12	338.25	507.37
40A	63.50	39.68	38.10	19.84	55.02	347.08	694.16	1041.23
40B	63.50	39.37	38.10	22.89	55.88	262.61	525.23	787.84
48A	76.20	47.63	47.63	23.80	67.95	500.60	1001.21	1501.81
48B	76.20	48.26	45.72	29.24	70.69	400.54	800.99	1201.43
56B	88.90	53.98	53.34	34.32	81.46	542.89	1085.77	-
64B	101.60	63.50	60.96	39.40	92.15	712.01	1423.92	-
72B	114.30	72.39	68.58	44.48	103.94	898.89	1797.78	-

ตารางที่ 2 โซ่โรลเล่อร์ตามมาตรฐาน ISO/ R 606-1976 (E)

โซ่ ISO	มวลของโซ่, kg/m			โซ่ ISO	มวลของโซ่, kg/m			
	หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น		หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น	สี่ชั้น
06B	0.39	0.74	1.10	06A	0.33	0.65	0.98	
08B	0.68	1.34	1.99	08A	0.61	1.22	1.83	2.44
10B	0.85	1.70	2.55	10A	0.98	1.96	2.95	3.93
12B	1.16	2.31	3.45	12A	1.59	3.05	4.54	6.10
16B	2.71	5.42	8.13	16A	2.50	5.00	7.50	10.00
20B	3.70	7.40	11.10	20A	3.68	7.35	11.03	14.70
24B	6.70	13.75	20.75	24A	5.54	11.07	16.61	22.14
28B	8.25	16.80	25.40	28A	7.52	15.00	22.60	30.10
32B	9.22	18.45	27.67	32A	9.67	19.34	29.02	38.69
40B	15.48	31.55	47.62	40A	15.48	30.95	46.43	61.90
48B	24.71	50.00	75.45	48A				
56B	33.20	67.60		56A				
64B	44.64	89.29		64A				
72B	59.50			72A				

ตารางที่ 3 มวลของโซ่โรลเล่อร์ต่อความยาว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โซ่โรลเล่อร์แบบ B				โซ่โรลเล่อร์แบบ A			
จำนวนฟันบนพิเนียน	อุปกรณ์ขับ*			จำนวนฟันบนพิเนียน	อุปกรณ์ขับ**		
	สม่ำเสมอ	กระตุกปานกลาง	กระตุกมาก		ประเภท I	ประเภท II	ประเภท III
ใช้กับแผนภูมิรูป 11.18				ใช้กับแผนภูมิรูป 11.19			
11	1.72	2.16	2.59	11	1.41	1.41	1.69
12	1.59	1.98	2.38	12	1.28	1.28	1.54
13	1.47	1.84	2.21	13	1.19	1.19	1.43
14	1.35	1.69	2.03	14	1.10	1.10	1.32
15	1.27	1.58	1.90	15	1.00	1.00	1.20
16	1.19	1.49	1.79	16	0.93	0.93	1.11
17	1.12	1.40	1.69	17	0.86	0.86	1.03
18	1.05	1.32	1.58	18	0.81	0.81	0.98
19	1.00	1.25	1.50	ใช้กับแผนภูมิรูป 11.20			
20	0.95	1.19	1.43				
21	0.91	1.14	1.36	19	1.00	1.00	1.20
22	0.86	1.08	1.29	20	0.93	0.93	1.12
23	0.83	1.03	1.24	21	0.88	0.88	1.06
24	0.79	0.99	1.19	22	0.84	0.84	1.01
25	0.76	0.95	1.14	23	0.80	0.80	0.96
				24	0.75	0.78	0.93
				25	0.75	0.75	0.90

*สม่ำเสมอ : มอเตอร์ไฟฟ้า กระตุกปานกลาง : เครื่องยนต์หลายสูบ
กระตุกมาก : เครื่องยนต์หนึ่งสูบ

**ประเภท I : เครื่องยนต์ต่อผ่านไฮดรอลิคคับปลิง ประเภท II : มอเตอร์ไฟฟ้าหรือกังหัน
ประเภท III : เครื่องยนต์ต่อผ่านอุปกรณ์ทางกล

ตารางที่ 4 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงสม่ำเสมอ

โซ่โรลเล่อร์แบบ B				โซโรลเล่อร์แบบ A			
จำนวนฟันบนพิเนียน	อุปกรณ์ขับ*			จำนวนฟันบนพิเนียน	อุปกรณ์ขับ**		
	สม่ำเสมอ	กระตุกปานกลาง	กระตุกมาก		ประเภท I	ประเภท II	ประเภท III
ใช้กับแผนภูมิรูป 11.18				ใช้กับแผนภูมิรูป 11.19			
11	2.16	2.59	3.02	11	1.69	1.83	1.97
12	1.95	2.38	2.78	12	1.54	1.67	1.79
13	1.84	2.21	2.57	13	1.43	1.55	1.67
14	1.69	2.03	2.36	14	1.32	1.43	1.54

ตารางที่ 5 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงกระตุกที่มีการกระตุกปานกลาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โซ่โรลเล่อร์แบบ B				โซ่โรลเล่อร์แบบ A			
จำนวนฟันบนพิเนียน	อุปกรณ์ขับ*			จำนวนฟันบนพิเนียน	อุปกรณ์ขับ**		
	สม่ำเสมอ	กระตุกปานกลาง	กระตุกมาก		ประเภท I	ประเภท II	ประเภท III
15	1.58	1.90	2.22	15	1.20	1.30	1.40
16	1.49	1.79	2.08	16	1.11	1.20	1.30
17	1.40	1.69	1.97	17	1.03	1.12	1.21
18	1.32	1.58	1.84	18	0.98	1.06	1.14
19	1.25	1.50	1.75	ใช้กับแผนภูมิรูป 11.20			
20	1.19	1.43	1.67	19	1.20	1.30	1.40
21	1.14	1.36	1.59	20	1.12	1.21	1.31
22	1.08	1.29	1.51	21	1.06	1.15	1.24
23	1.03	1.24	1.45	22	1.01	1.09	1.18
24	0.99	1.19	1.39	23	0.96	1.04	1.12
25	0.95	1.14	1.33	24	0.93	1.01	1.09
				25	0.90	0.97	1.04

ตารางที่ 6 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงกระตุกที่มีการกระตุกปานกลาง (ต่อ)

ระยะพิตช์ mm	ระยะห่างระหว่างศูนย์กลาง, mm	ระยะพิตช์ mm	ระยะห่างระหว่างศูนย์กลาง, mm
9.525	450	38.10	1350
12.70	600	44.45	1500
15.875	750	50.80	1700
19.05	900	63.50	1800
25.40	1000	76.20	2000
31.75	1200		

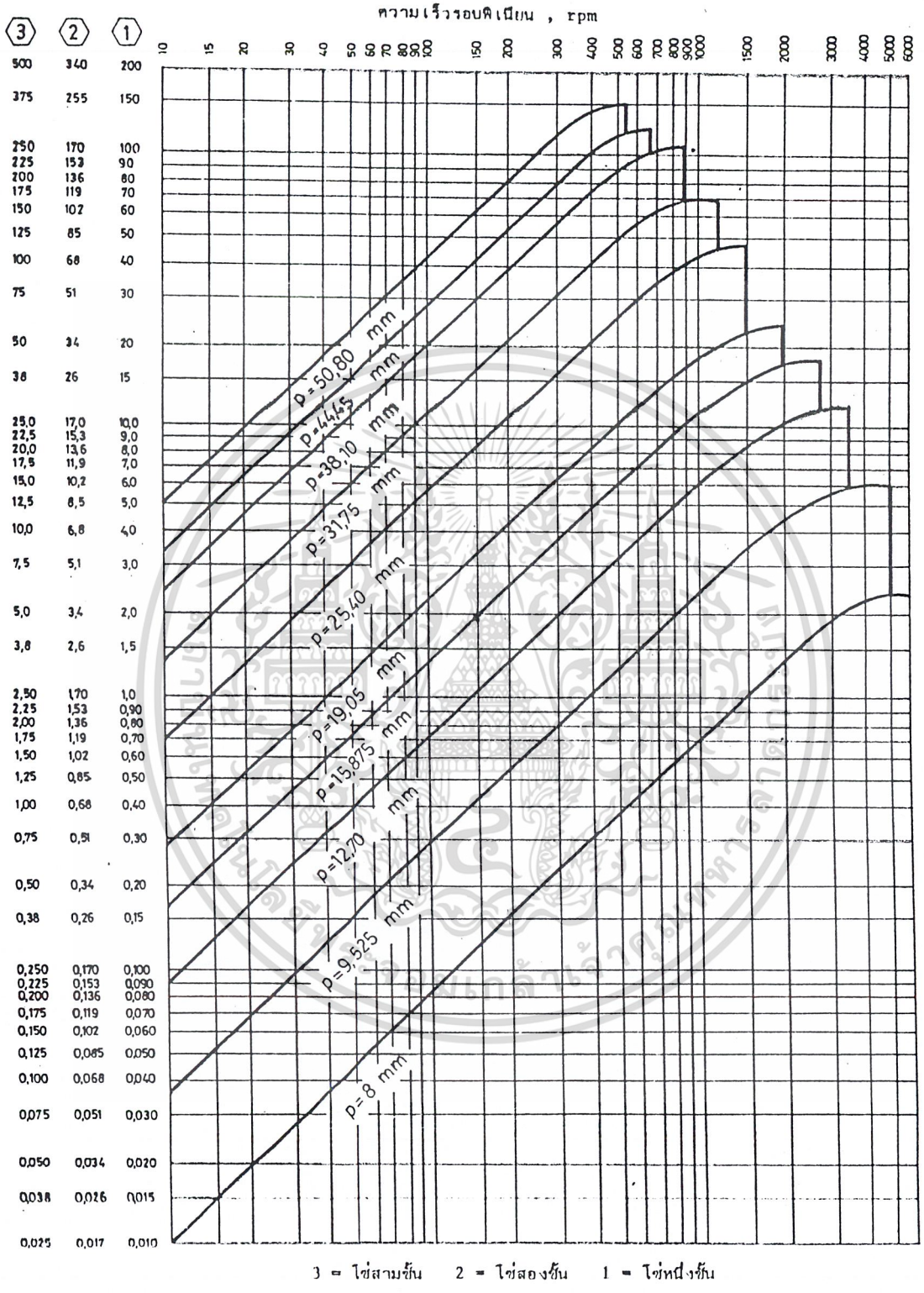
ตารางที่ 7 ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่, C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โซ่โรลเล่อร์แบบ B				โซ่โรลเล่อร์แบบ A			
จำนวนฟันบนพิเนียน	อุปกรณ์ชับ*			จำนวนฟันบนพิเนียน	อุปกรณ์ชับ**		
	สม่ำเสมอ	กระตุกปานกลาง	กระตุกมาก		ประเภท I	ประเภท II	ประเภท III
ใช้กับแผนภูมิรูป 11.18				ใช้กับแผนภูมิรูป 11.19			
11	3.02	3.45	3.88	11	1.97	2.11	2.39
12	2.78	3.17	3.57	12	1.79	1.92	2.18
13	2.57	2.94	3.31	13	1.67	1.79	2.02
14	2.36	2.70	3.04	14	1.54	1.65	1.87
15	2.22	2.53	2.85	15	1.40	1.50	1.70
16	2.08	2.38	2.68	16	1.30	1.39	1.57
17	1.97	2.25	2.53	17	1.21	1.29	1.47
18	1.84	2.11	2.37	18	1.14	1.22	1.38
19	1.75	2.00	2.25	ใช้กับแผนภูมิรูป 11.20			
20	1.67	1.90	2.14	19	1.40	1.50	1.70
21	1.59	1.82	2.05	20	1.31	1.40	1.59
22	1.51	1.72	1.94	21	1.24	1.33	1.50
23	1.45	1.65	1.86	22	1.18	1.26	1.43
24	1.39	1.59	1.79	23	1.12	1.20	1.36
25	1.33	1.52	1.70	24	1.09	1.16	1.32
				25	1.04	1.12	1.27

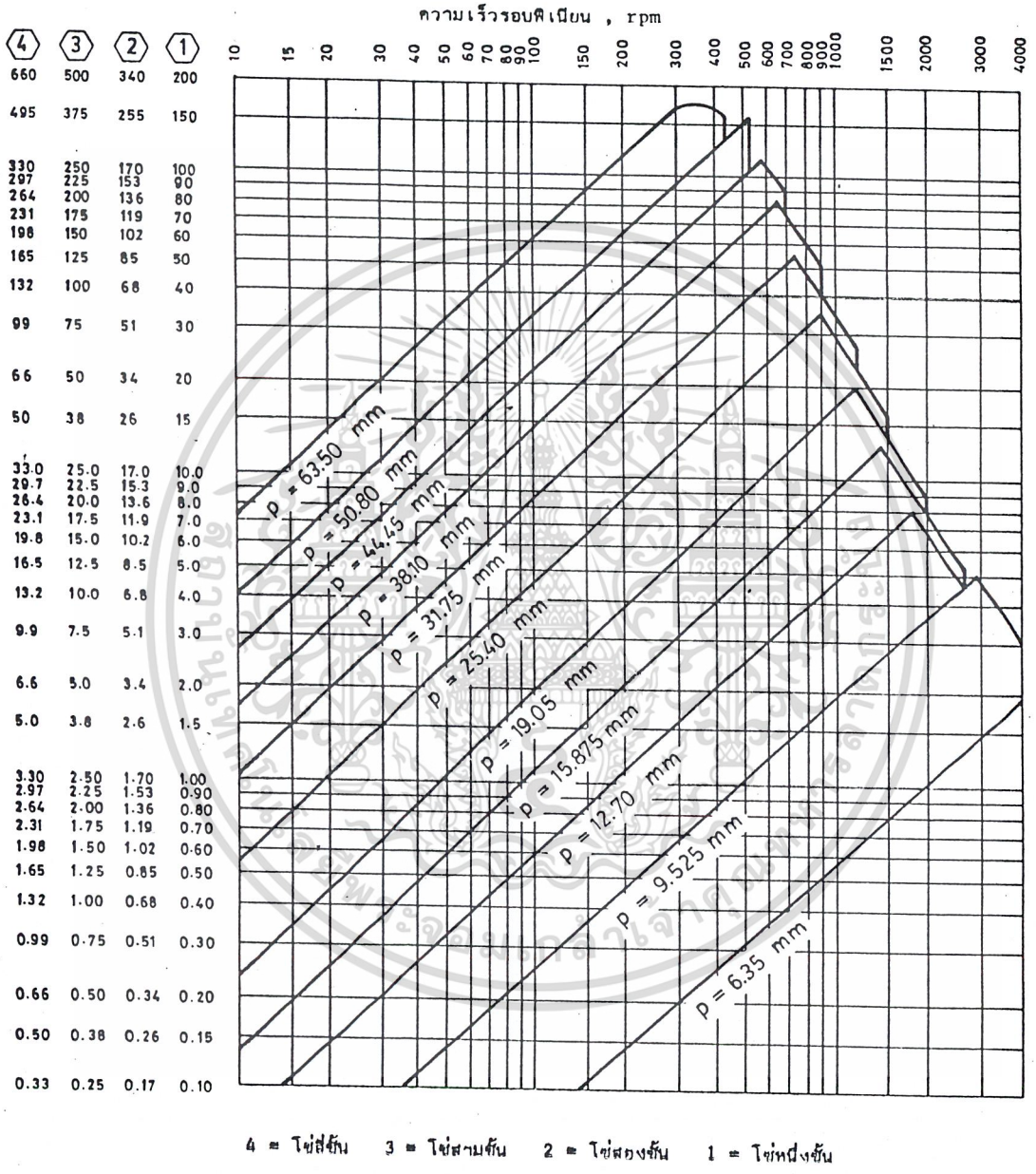
ตารางที่ 8 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงกระทำที่มีการกระตุกมาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



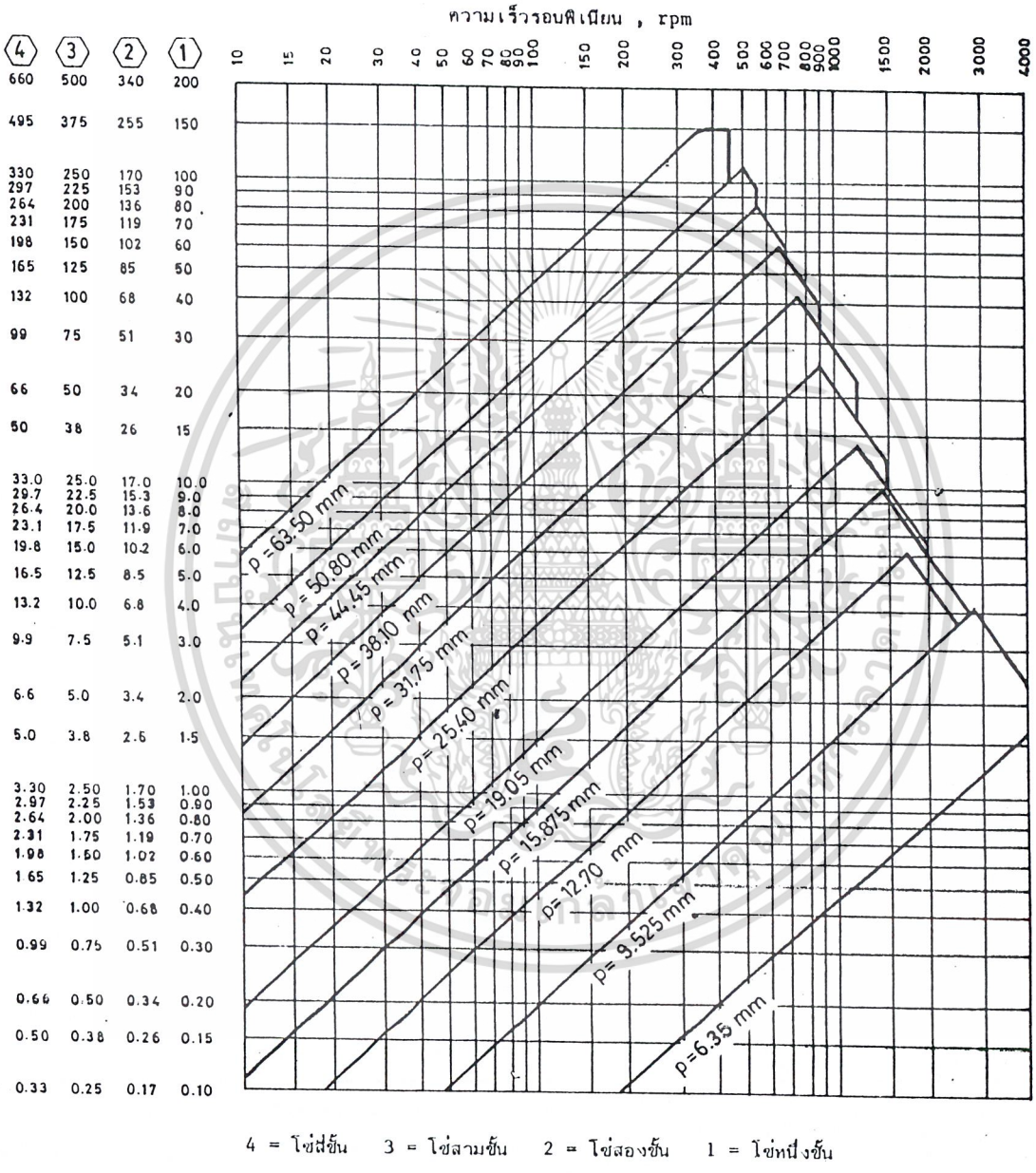
รูป 1 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซ่โรลเล่อร์แบบ B (สำหรับพิเนียน 19 ฟัน)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 2 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซ่โรลเล่อร์แบบ A (สำหรับพิเนียน 15 ฟัน)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 3 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซ่โรลเล่อร์แบบ A (สำหรับพิเนียน 19 ฟัน)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบการหมุนของบอลแบริ่ง	ตัวประกอบการหมุน
เมื่อวงแหวนตัวในหมุน	1
เมื่อวงแหวนตัวนอกหมุน	1.2
เป็นบอลแบริ่งชนิด self - aligning	1

ตารางที่ 9 ตัวประกอบการหมุนของบอลแบริ่งใช้งาน

ชนิดลูกกลิ้ง	k
บอลแบริ่ง	3
โรลเลอร์แบริ่ง	10/3

ตารางที่ 10 ค่าคงที่ที่ใช้ในการออกแบบแบริ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูสวม d mm	อนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง 0											อนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง 1				
	O.D. D mm	รัศมีหัวเลคสูงสุด mm	อนุกรมมิติ 10					อนุกรมมิติ 30				O.D. D mm	รัศมีหัวเลคสูงสุด mm	อนุกรมมิติ 31		
			ความหนา B mm	Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Angular Contact $ Small-Angle Ball Bearing		ความหนา B mm	Double-Row Cylindrical Roller Bearing		Spherical* Roller Bearing			ความหนา B mm	Spherical+ Roller Bearing	
				C_o	C	C_o	C		C_o	C	C_o	C				C_o	C
4																	
5																	
6																	
7	19	0.30	6	-	1.51												
8	22	0.30	7	-	2.51												
9	24	0.30	7	-	2.60												
10	26	0.30	8	1.96	3.51												
12	28	0.30	8	2.22	3.92												
15	32	0.30	9	2.51	4.29												
17	35	0.30	10	2.78	4.63												
20	42	0.60	12	4.45	7.21												
25	47	0.60	12	4.94	7.74	-	-	16	10.86	16.42							
30	55	1	13	6.90	10.19	-	-	19	14.06	20.51							
35	62	1	14	8.50	12.28	10.90	14.46	20	19.62	27.01							
40	68	1	15	9.30	12.90	12.37	15.53	21	24.07	32.31							
45	75	1	16	12.15	16.15	14.95	18.42	23	28.97	37.96							
50	80	1	16	13.08	16.78	16.73	19.62	23	31.86	40.27							
55	90	1	18	17.00	21.76	22.12	25.81	26	42.45	52.51							
60	95	1	18	18.29	22.65	23.36	26.43	26	46.28	55.62							
65	100	1	18	19.62	23.50	25.81	27.99	26	50.28	58.74							
70	110	1	20	24.39	29.28	31.06	34.18	30	66.75	75.65							
75	115	1	20	26.12	30.39	34.35	36.22	30	66.75	75.20							
80	125	1	22	31.28	36.67	42.01	44.28	34	82.77	92.56							
85	130	1	22	33.55	38.09	44.10	45.39	34	89.44	97.01							
90	140	1.50	24	39.11	44.50	52.51	54.29	37	103.68	113.03							
95	145	1.50	24	41.87	46.72	55.18	55.62	37	111.25	118.81							
100	150	1.50	24	41.87	46.28	57.85	56.96	37	119.26	124.15							

*แบริ่งแบบ spherical roller สำหรับอนุกรมมิติ 30 มีขนาดเริ่มจากรูสวม 120 mm

+แบริ่งแบบ spherical roller สำหรับอนุกรมมิติ 31 มีขนาดเริ่มจากรูสวม 110 mm

$มุมสัมผัส α น้อยกว่า 20° ให้ถือว่าเป็นแบบ small angle

ตารางที่ 11 มิติมาตรฐานและแรงประเมิณของโรลลิ่งแบริ่ง (Co , C เป็น KN)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูเพลา d mm	O.D. D mm	รัศมีฟิลเลตขั้นต่ำ mm	อนุกรมมิติ 03										อนุกรมมิติ 23					อนุกรมมิติ 33				
			ความหนา B mm	Self-aligning Ball Bearing		Single-Row Deep-Groove Ball-Bearing		Angular Contact Steep Angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing		ความหนา B mm	Self-algning Ball Bearing		Spherical Roller Bearing		ความหนา B mm	Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Double-Row Nonfilling - Notch Ball Bearing	
				C_o	C	C_o	C	C_o	C	C_o	C	C_o	C		C_o	C	C_o	C		C_o	C	C_o	C
4	16	0.30	5																			
5	19	0.30	6																			
6																						
7																						
8																						
9																						
10	35	0.61	11	-	-	3.76	6.23															
12	37	1	12	2.36	7.25	4.63	7.48															
15	42	1	13	2.63	7.34	5.43	8.72															
17	47	1	14	3.65	9.66	6.54	10.41	-	-	-	-	-	-	19	3.98	11.12	-	-	22.2	-	-	11.97	16.15
20	52	1	15	4.00	9.57	7.79	12.24	8.54	13.35	-	-	-	-	21	5.30	14.28	-	-	22.2	7.79	12.24	14.24	19.00
25	62	1	17	6.01	13.84	10.64	16.29	12.77	18.78	12.77	22.83	26.70	29.81	24	7.48	18.73	-	-	25.4	10.64	16.29	19.40	25.19
30	72	1	19	7.74	16.46	14.86	21.58	17.09	23.90	17.53	30.08	37.82	42.27	27	10.01	24.12	-	-	30.2	14.86	21.58	27.14	33.33
35	80	1.50	21	9.83	19.36	17.89	25.59	20.56	28.21	23.90	39.29	43.61	48.06	31	12.77	30.35	-	-	34.9	17.89	25.59	32.66	39.43
40	90	1.50	23	12.19	22.74	22.34	31.33	25.68	34.44	28.21	45.83	57.40	60.96	33	15.71	34.49	71.64	90.78	36.5	22.34	31.33	40.81	48.04
45	100	1.50	25	15.93	29.37	29.95	40.58	34.40	44.94	40.18	63.19	76.98	75.65	36	19.89	41.96	91.67	111.25	39.7	29.95	40.58	54.73	62.74
50	110	2	27	17.49	33.42	35.64	47.61	40.94	52.51	49.39	75.65	81.43	85.88	40	23.50	49.39	117.92	140.62	44.4	35.64	47.61	64.97	73.42
55	120	2	29	22.52	39.16	41.83	55.18	48.06	60.52	60.52	92.11	96.12	101.46	43	28.03	57.85	145.07	168.21	49.2	41.83	55.18	76.54	84.55
60	130	2	31	26.61	43.88	48.50	62.74	55.62	69.42	68.97	103.68	111.25	115.70	46	32.93	67.19	171.77	197.13	54.0	48.50	62.74	88.55	97.01
65	140	2	33	29.37	47.61	55.62	71.20	64.08	78.32	76.09	113.92	135.72	137.95	48	38.63	73.87	187.34	214.04	58.7	-	-	101.90	109.47
70	150	2	35	35.51	57.40	63.19	80.10	72.98	88.11	92.56	133.94	151.30	153.52	51	44.50	84.10	220.27	248.31	63.5	-	-	115.70	123.26
75	160	2	37	38.36	60.96	71.64	87.22	82.32	96.67	113.92	162.42	169.10	173.55	55	46.72	87.22	250.09	277.68	68.3	-	-	130.83	134.39
80	170	2	39	42.23	68.08	80.10	94.78	92.11	103.68	113.92	162.42	191.35	191.35	58	57.85	106.35	286.58	317.73	68.3	-	-	146.40	145.51
85	180	2.50	41	48.50	75.20	89.44	101.90	102.79	112.14	135.72	190.90	-	-	60	61.41	108.13	306.16	339.98	73.0	-	-	142.40	142.84
90	190	2.50	43	56.07	89.89	99.23	109.91	113.92	120.15	148.18	206.92	-	-	64	68.53	117.48	379.14	403.17	73.0	-	-	158.42	153.97

ตารางที่ 12 มิติมาตรฐานและแรงประเมิณของโรลลิ่งแบริ่ง (Co , C เป็น KN)

ขนาดเพลา d mm	O.D. dia. D mm	อนุกรมมิติ 02										อนุกรมมิติ 22			อนุกรมมิติ 32		
		ความหนา B mm	Self-aligning Ball Bearing		Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Angular Contact Small Angle Ball Bearing		Angular Contact Steep Angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		ความหนา B mm	Spherical Roller Bearing		ความหนา B mm	Double-Row Non-Filling Notch Ball Bearing	
			C_o	C	C_o	C	C_o	C	C_o	C	C_o	C		C_o	C		C_o	C
4	13	5	-	-	0.57	1.19												
5	16	5	-	-	0.94	1.85												
6	19	6	0.53	1.94	0.94	1.85												
7	22	7	0.66	2.05	1.35	2.51												
8	-	-	0.66	2.05	1.35	2.51												
9	26	8	0.93	2.07	1.96	3.49												
10	30	9	1.34	4.23	1.96	3.58	-	-	-	-	-	-	-	-	-	14.3	3.56	5.32
12	32	10	1.48	4.30	3.05	5.25	3.27	5.52	-	-	-	-	-	-	-	15.9	5.56	8.10
15	35	11	2.01	5.74	3.51	5.87	4.09	6.54	-	-	-	-	-	-	-	15.9	6.36	9.03
17	40	12	2.43	6.10	4.45	7.34	5.25	8.19	-	-	-	-	-	-	-	17.5	8.19	11.30
20	47	14	3.19	7.61	6.18	9.83	7.25	11.00	-	-	-	-	-	-	-	20.6	11.30	15.17
25	52	15	4.03	9.34	6.94	10.77	8.72	12.55	7.70	11.39	7.21	13.26	-	-	-	20.6	12.73	16.46
30	62	16	5.83	12.06	10.00	14.95	12.55	17.34	11.08	15.80	9.88	17.67	-	-	-	23.8	18.33	22.87
35	72	17	6.68	12.19	13.66	19.76	17.09	22.96	15.08	20.87	15.35	26.25	-	-	-	27.0	24.92	30.57
40	80	18	8.59	14.82	15.66	22.43	21.27	27.41	18.64	24.74	20.74	34.13	23	43.92	60.52	30.2	28.61	34.17
45	85	19	9.61	16.82	17.84	25.19	24.21	30.79	21.23	27.72	22.29	35.91	23	50.28	63.19	30.2	32.57	38.36
50	90	20	10.55	17.49	19.80	27.01	26.03	32.31	22.74	28.79	23.90	37.56	23	53.40	65.41	30.2	36.18	41.03
55	100	21	13.40	20.60	25.05	33.38	32.97	39.96	28.79	35.64	29.86	45.84	25	66.75	81.43	33.3	45.83	50.73
60	110	22	15.53	23.14	30.94	40.36	40.72	48.50	35.55	43.16	37.65	56.07	28	83.21	99.23	36.5	56.51	61.41
65	120	23	17.12	23.85	34.13	44.05	44.95	52.51	41.83	48.95	45.39	66.30	31	99.68	116.60	38.1	62.30	66.75
70	125	24	18.78	26.65	37.42	48.06	49.40	57.40	45.84	53.40	45.39	74.76	31	105.91	121.00	39.7	68.53	72.53
75	130	25	21.40	29.86	41.16	50.73	56.51	62.30	48.95	54.73	56.96	81.00	31	111.70	125.50	41.3	75.20	77.00
80	140	26	23.54	30.35	44.50	56.07	62.74	69.86	54.73	61.85	60.96	87.22	33	129.00	143.70	44.4	81.43	85.00
85	150	28	28.43	37.82	53.40	64.08	72.53	78.76	62.74	68.97	70.75	99.68	36	149.50	166.40	49.2	86.77	87.66
90	160	30	31.77	43.79	60.52	73.87	85.44	92.56	74.31	82.32	91.67	127.27	40	179.80	195.80	52.4	98.34	100.60
95	170	32	36.85	48.95	69.42	83.66	91.67	100.00	77.87	87.66	101.46	139.73	43	221.10	235.80	55.6	127.30	127.30

ตารางที่ 13 มิติมาตรฐานและแรงประเมินของโรลลิ่งแบริ่ง (Co , C เป็น KN)

Contact Angle α, deg	$\frac{iF_a}{C_o}$	Single-Row Bearing[2] $Fa/VF_r > e$		Double-Row Bearing[3] $Fa/VF_r \le e$		Double-Row Bearing[3] $Fa/VF_r > e$		e
		X	Y	X	Y	X	Y	
Deep groove ball bearing[4]								
	0.014		2.30				2.30	0.19
	0.028		1.99				1.99	0.22
	0.056		1.71				1.71	0.26
	0.084		1.55				1.55	0.28
	0.11	0.56	1.45	1.0	0	0.56	1.45	0.30
	0.17		1.31				1.31	0.34
	0.28		1.15				1.15	0.38
	0.42		1.04				1.04	0.42
	0.56		1.00				1.00	0.44
Angular-Contact groove ball bearing[4]								
	0.014		Use X,Y		2.78		3.74	0.23
	0.028		and e		2.40		3.23	0.26
	0.056		values		2.07		2.78	0.30
	0.085		appli-		1.87		2.52	0.34
5	0.11	0.56	cable	1.0	1.75	0.78	2.36	0.36
	0.17		to sin-		1.58		2.13	0.40
	0.28		gle-row		1.39		1.87	0.45
	0.42		deep		1.26		1.69	0.50
	0.56		groove		1.21		1.63	0.52
			bear-					
			ings					
	0.014		1.88		2.18		3.06	0.29
	0.029		1.71		1.98		2.78	0.32
	0.057		1.52		1.76		2.47	0.36
10	0.086	0.46	1.41	1.0	1.63	0.75	2.29	0.38
	0.11		1.34		1.55		2.18	0.40
	0.17		1.23		1.42		2.00	0.44
	0.29		1.10		1.27		1.79	0.49
	0.43		1.01		1.17		1.64	0.54
	0.57		1.00		1.16		1.63	0.54

ตารางที่ 14 ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์แบริ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Contact Angle α, deg	$\frac{iF_a^1}{C_o}$	Single-Row Bearing[2] $Fa/VF_r > e$		Double-Row Bearing[3]				e
				$Fa/VF_r \leq e$		$Fa/VF_r > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Angular-Contact groove ball bearing[4]								
15	0.015	0.44	1.47	1.0	1.65	0.72	2.39	0.38
	0.029		1.40		1.57		2.28	0.40
	0.058		1.30		1.46		2.11	0.43
	0.087		1.23		1.38		2.00	0.46
	0.12		1.19		1.34		1.93	0.47
	0.17		1.12		1.26		1.82	0.50
	0.29		1.02		1.14		1.66	0.55
	0.44		1.00		1.12		1.63	0.56
	0.58		1.00		1.12		1.63	0.56
20		0.43	1.00	1.0	1.09	0.70	1.63	0.57
25		0.41	0.87	1.0	0.92	0.67	1.41	0.68
30		0.39	0.76	1.0	0.78	0.63	1.24	0.80
35		0.37	0.66	1.0	0.66	0.60	1.07	0.95
40		0.35	0.57	1.0	0.55	0.57	0.93	1.14
Self-aligning ball bearings								
		0.40	0.4 cot α	1.0	0.42 cot α	0.65	0.65 cot α	1.5 tan α
Roller-bearings, self-aligning, tapered[5]								
α ≠ 90		0.4	0.4 cot α	1.0	0.45 cot α	0.67	0.67 cot α	1.5 tan α

ที่มา : Frank W.Wilson : Tool Engineers Handbook, 2nd, ed. McGraw-Hill Book Co.

ตารางที่ 15 ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์แบริ่ง (ต่อ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชนิดของแรง	N_s		
	บอลแบริ่ง	โรลเลอร์แบริ่ง	ตัวอย่าง
แรงเรียบสม่ำเสมอ	1.0	1.0	มอเตอร์ไฟฟ้า เครื่องอัดอากาศ
แรงกระแทกเล็กน้อย	1.5	1.0	เครื่องตัดโลหะ ปั้นจั่น
แรงกระแทกอย่างหนัก	2.0-3.0	1.3-2.0	เครื่องบดแร่ เครื่องเขย่า

ตารางที่ 16 ตัวประกอบของการกระแทก

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชนิดของเครื่องจักรกล	อายุเป็นชั่วโมงทำงาน
เครื่องมือวัดและเครื่องมือที่ใช้ไม่บ่อยนัก ตัวอย่างเช่น เครื่องมือสำหรับห้องทดลอง อุปกรณ์สำหรับประตูเลื่อน	500
เครื่องยนต์เครื่องบิน	500–2000
เครื่องจักรสำหรับใช้งานช่วงเวลาสั้น ๆ หรือทำงานเป็นพัก ๆ ตัวอย่างเช่น เครื่องมือต่าง ๆ รอกยกของในโรงงาน เครื่องจักรที่ทำงานโดยใช้มือขับ เครื่องจักรกลการเกษตร ปั้นจั่นที่ใช้ในงานประกอบ เครื่องขนถ่าย ปั้นจั่นที่ใช้ในงานหล่อ เครื่องจักรกลที่ใช้ในบ้าน	4000–8000
เครื่องจักรสำหรับใช้งานเป็นพัก ๆ แต่มีความสำคัญต่องานที่ทำมาก ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรสำรองของโรงต้นกำลัง อุปกรณ์ลำเลียงในสายงานผลิต ลิฟท์ ปั้นจั่นยกสินค้าทั่วไป เครื่องมือกลที่ใช้ไม่บ่อยนัก	8000–12 000
เครื่องจักรที่ใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ไม่ได้ทำงานเต็มที่ ตัวอย่างเช่น มอเตอร์ไฟฟ้า ชุดเฟืองทดสำหรับงานทั่วไป	12 000–20 000
เครื่องจักรที่ใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ทำงานเต็มที่ ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรกลในงานอุตสาหกรรมทั่วไป ปั้นจั่นที่ใช้ยกของตลอดเวลา เครื่องเป่าลม เพลาส่งกำลัง	20 000–30 000
เครื่องจักรที่ใช้งานต่อเนื่อง (ทำงาน 24 ชั่วโมง) ตัวอย่างเช่น เครื่องแยกของ เครื่องอัดอากาศ ปั๊ม เพลาส่งกำลัง ลูกกลิ้งของสายพานลำเลียง รอกในเหมืองแร่ มอเตอร์ไฟฟ้า	40 000–60 000
เครื่องจักรที่ใช้งานตลอด ชั่วโมง และการทำงานมีความสำคัญมาก ตัวอย่าง เช่น เครื่องจักรที่ใช้ในการผลิตกระดาษและเยื่อกระดาษ โรงไฟฟ้า ปั๊มในเหมืองแร่ สถานีส่งน้ำประปา เครื่องจักรในเรือเดินสมุทร	100 000–200 000

ที่มา : แค็ตตาล็อกและข้อมูลทางวิศวกรรมทั่วไปของ SKF Industries, Phila., Pa.

ตารางที่ 17 แนวทางในการเลือกอายุใช้งานสำหรับเครื่องจักรกลชนิดต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดเพลา(d) mm	ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้า ลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัส ISO/R 773 ISO/R 774 b×h	ลิ่มแบน ISO 2491 ISO 2492 b×h	แซดเดิลคีย์* DIN 6881 b×h	ลิ่มวงเดือน ISO 3912		
				b×h₁×R	t_1	t_2
3-4				1.0×1.40×4	1.0	0.6
4-5				1.5×2.60×7	2.0	0.8
5-6				2.0×2.60×7	1.8	1.0
6-7	2×2			2.0×3.70×10	2.9	1.0
7-8	2×2			2.5×3.70×10	2.7	1.2
8-10	3×3			3.0×5.00×13	3.8	1.4
10-12	4×4			3.0×6.50×16	5.3	1.4
12-14	5×5	5×3		4.0×6.50×16	5.0	1.8
14-16	5×5	5×3		4.0×7.50×19	6.0	1.8
16-18	5×5	6×4		5.0×6.50×16	4.0	2.3
18-20	6×6	6×4		5.0×7.50×19	5.5	2.3
20-22	6×6	6×4		5.0×9.00×22	7.0	2.3
22-25	8×7	8×5	8×3.5	6.0×9.00×22	6.5	2.8
25-28	8×7	8×5	8×3.5	6.0×10.0×25	7.5	2.8
28-32	8×7	8×5	8×3.5	8.0×11.0×28	8.0	3.3
32-38	10×8	10×6	10×4.0	10.0×13.0×32	10.0	3.3
38-44	12×8	12×6	12×4.0			
44-50	14×9	14×6	14×4.5			
50-58	16×10	16×7	16×5.0			
58-65	18×11	18×7	18×5.0			
65-75	20×12	20×8	20×6.0			
78-85	22×14	22×9	22×7.0			
85-95	25×14	25×9	25×7.0			
95-110	28×16	28×10	28×7.5			
110-130	32×18	32×11	32×8.5			
130-150	36×20	36×12	36×9.0			
150-170	40×22	40×14				
170-200	45×25	45×16				
200-230	50×28	50×18				
230-260	56×32					
260-290	63×32					

ขนาดเพลา(d) mm	ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้า ลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัส ISO/R 773 ISO/R 774 b×h	ลิ่มแบน ISO 2491 ISO 2492 b×h	แซดเดิลคีย์* DIN 6881 b×h	ลิ่มวงเดือน ISO 3912		
				b×h₁×R	t_1	t_2
290-330	70×36					
330-380	80×40					
380-440	90×45					
440-500	100×50					

*ขนาดตามมาตรฐานของประเทศสหพันธ์สาธารณรัฐเยอรมัน

ความยาวของลิ่มที่ควรเลือกใช้ตามมาตรฐานระหว่างประเทศเป็น mm คือ

ตารางที่ 18 ขนาดลิ่มมาตรฐานที่ใช้กับเพลาขนาดต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาด (นิ้ว)	เกลียวสี่เหลี่ยม		เกลียวแอคมี			เกลียวบัตเตรส (แนะนำให้ใช้)
	เกลียว/นิ้ว	Minor Dia.	เกลียว/นิ้ว	Reg. Minor Dia.	Stub Minor Dia.	เกลียว/นิ้ว
$\frac{1}{4}$	10	0.163	16	0.188	0.213	
$\frac{5}{16}$			14	0.241	0.270	
$\frac{3}{8}$	8	0.266	12	0.292	0.325	
$\frac{7}{16}$			12	0.354	0.388	
$\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{2}$	0.366	10	0.400	0.440	20
$\frac{5}{8}$	$5\frac{1}{2}$	0.466	8	0.500	0.550	20
$\frac{3}{4}$	5	0.575	6	0.583	0.650	16
$\frac{7}{8}$	$4\frac{1}{2}$	0.681	6	0.708	0.755	16
1	4	0.781	5	0.800	0.880	12
$1\frac{1}{2}$			5	0.925	1.005	12
$1\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{2}$	1.000	5	1.050	1.130	10
$1\frac{3}{8}$			4	1.125	1.225	10
$1\frac{1}{2}$	3	1.208	4	1.250	1.350	8
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{2}$	1.400	4	1.500	1.600	7
2	$2\frac{1}{4}$	1.612	4	1.750	1.850	6
$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1.862	3	1.917	2.050	6
$2\frac{1}{2}$	2	2.063	3	2.167	2.300	5
$2\frac{3}{4}$	2	2.313	3	2.417	2.550	5
3	$1\frac{3}{4}$	2.500	2	2.500	2.700	5
$3\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{8}$	2.962	2	3.000	3.200	5
4	$1\frac{1}{2}$	3.418	2	3.500	3.700	4
$4\frac{1}{2}$			2	4.000	4.200	4
5			2	4.500	4.700	4

ตารางที่ 19 สัดส่วนต่าง ๆ ของเกลียวสำหรับสกรูส่งกำลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machin-ability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
	N	64	50	36	68	131	75
1030	HR&turned	72	44	31	63	140	–
	CD	84	76	16	57	177	65
	A	67	50	31	58	126	–
	N	76	51	32	61	149	–
1040	HR	91	58	27	50	201	63
	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	–
	N	85	50	28	55	170	60
1045	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
	N	99	61	25	49	207	–
1050	HR	105	67	15	–	–	–
	CD	114	104	9	–	–	54
	A	92	43	24	40	187	–
	N	109	62	20	39	217	–
1095	HR	142	83	18	38	295	–
	A	95	38	13	21	192	–
	N	147	73	10	14	293	–
1118	HR	75	50	35	55	140	–
	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
2330	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	–
3140	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	–
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50
4140	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	–
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	–

ตารางที่ 20 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมชาติ และ เหล็กกล้าผสม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machin-ability (Based on 1112 = 100)
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	-
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	-
5120	CD	92	77	20	55	187	65
	CDA	87	70	23	60	179	65
5140	CDA	105	88	18	52	212	60
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	-
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	-
8620	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	-
	N	92	52	26	60	183	-
8640	CD	140	120	11	38	277	-
	CDA	107	90	14	45	217	60
8740	HRA	95	64	25	55	190	56
	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	-
9255	HRA	113	71	22	41	229	45
	N	135	84	20	43	269	-
E9310	HR	115	75	22	58	241	45
	A	119	64	17	42	241	-
	N	132	83	19	58	269	-
9440	HR	123	80	18	47	241	-
	HRA	93	59	26	53	183	-
	N	110	72	25	58	223	-

ที่มา : ASME Handbook-Material Properties, McGraw-Hill, 1954 ; Ryerson Data Book, Joseph T.Ryerson and Sons, Inc., 1965.

หมายเหตุ : HR รีดร้อน HRN รีดร้อนและนอร์มัลไล
HRA รีดร้อนและแอนนีล A แอนนีล
CD รีดเย็น N นอร์มัลไล
CDA รีดเย็นและแอนนีล

ตารางที่ 21 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมชาติ และ เหล็กกล้าผสม(ต่อ)

วัสดุสกรู	เหล็ก	ทองเหลือง	บรอนซ์	เหล็กหล่อ
เหล็ก (แห้ง)	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
เหล็ก (หล่อลื่น)	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
บรอนซ์	0.08-0.12	0.04-0.60	-	0.06-0.09

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 22 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน f_s และ f_c

วัสดุ	โมดุลัสความยืดหยุ่น E		โมดุลัสความแข็งแกร่ง G		อัตราส่วนปัวซอง ν	น้ำหนักจำเพาะ w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in^3	lb/ft^3	kN/m^3
Aluminum(all alloys)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Beryllium copper	18.0	124.0	7.00	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Brass	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Carbon steel	30.0	207.0	11.50	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Cast iron, gray	14.5	100.0	6.00	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Copper	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Douglas fir	1.6	11.0	0.60	4.1	0.330	0.016	28	4.3
Glass	6.7	46.2	2.70	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.00	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Lead	5.3	36.5	1.90	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesium	6.5	44.8	2.40	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molybdenum	48.0	331.0	17.00	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel metal	26.0	179.0	9.50	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Nickel silver	18.5	127.0	7.00	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Nickel steel	30.0	207.0	11.50	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Phosphor bronze	16.1	111.0	6.00	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Stainless steel(18-8)	27.6	190.0	10.60	73.1	0.305	0.280	484	76.0

ตารางที่ 23 ค่าคงที่ทางกายภาพของวัสดุวิศวกรรมบางชนิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

[1] ดร. วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, " การออกแบบเครื่องจักรกล 1 " , บ. ซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด (มหาชน), กรุงเทพฯ, 2541

[2] ดร. วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, " การออกแบบเครื่องจักรกล 2 " , บ. ซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด (มหาชน), กรุงเทพฯ, 2521

[3] บรรจบ อรชร, " กลศาสตร์ของแข็ง ", มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, กรุงเทพฯ,2541

[4] รศ. บรรเลง ศรนิล, " เขียนแบบเครื่องกล 03 ", สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, กรุงเทพฯ, 2523

[5] รศ. สมชัย นรเศรษฐ์โสภณ, " กลศาสตร์ของแข็ง ", สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, กรุงเทพฯ, 2533

[6] ผศ. อำนาจ ทองผาสุข, " การควบคุมมอเตอร์ ", สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, กรุงเทพฯ, 2538

[7] Hibbeler, R.C., " Mechanics of Materials ", Prentice-Hall International, New Jersey

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้